

Treball de Fi de Màster

MÀSTER UNIVERSITARI EN ENGINYERIA D'AUTOMOCIÓ

Validación y mejora de un freno de estacionamiento
de un automóvil actual mediante el método de
elementos finitos y su correspondiente correlación
en laboratorio.

MEMÒRIA

Autor: Amadeu Piris Garcia
Director: Miquel Ferrer Ballester
Convocatòria: Octubre 2016



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resumen

El proyecto en cuestión consistirá en la validación estructural de una palanca de freno de estacionamiento fabricada por inyección de aluminio para un automóvil actual. Esta validación estructural se llevará a cabo mediante el método de elementos finitos y se compararan los resultados obtenidos con los alcanzados en los análisis físicos en un laboratorio, consiguiendo de esta forma una correlación con los modelos.

Dentro del mismo proyecto destacaremos tres bloques principales:

Una primera parte, donde se comentará en qué consiste el método de los elementos finitos y sus peculiaridades que se han tenido en cuenta en el resto del proyecto.

Un segundo bloque, donde se comentará el diseño del freno de parking a validar, con todas sus partes y las funciones que desempeña cada una de ellas para conseguir el objetivo del conjunto palanca completo.

Un tercero, donde se realizará la propia validación del sistema, teniendo en cuenta las especificaciones marcadas por aquel cliente que instalará estas palancas en sus vehículos. Esta primera validación de la palanca se llevará a cabo mediante un análisis estructural utilizando el método de elementos finitos (MEF) y asistido por computador.

Y por último, un resumen de los resultados obtenidos en laboratorio, que nos permitan llevar a cabo una pequeña correlación con los resultados logrados en el punto anterior.

Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	3
1. PLANTEAMIENTO DEL TRABAJO	8
1.1. Introducción	8
1.2. Objeto del trabajo	9
1.3. Antecedentes	9
1.4. Justificación	10
1.5. Factores a considerar: limitaciones y condicionantes.	11
1.6. Estructura del proyecto	12
1.7. Programas informáticos utilizados	13
2. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	15
2.1. Evolución	15
2.2. Campo de aplicaciones	15
2.3. Conceptos generales	17
2.3.1. Introducción al método	17
2.3.2. Matriz de rigidez	18
2.3.3. Análisis no lineal	20
2.4. Procedimientos para la preparación del análisis	23
2.4.1. Mallado	23
2.4.2. Material	27
2.4.3. Condiciones de contorno	29
3. FRENO DE ESTACIONAMIENTO A VALIDAR	30
3.1. Componentes	30
3.1.1. Lever arm	31
3.1.2. Base Plate	31
3.1.3. Housing	32
3.1.4. Release rod	33
3.1.5. Button	34
3.1.6. Pawl y ratchet	34
3.1.7. Switch	36
3.1.8. Top, lateral and bottom grip	36
3.1.9. Ecualizador	37
4. ESPECIFICACIONES ESTABLECIDAS POR EL CLIENTE	38
4.1. Funcionamiento frente al ocupante	38

4.2.	Solicitaciones verticales	39
4.2.1.	Test 1: Tracción excepcional	39
4.2.2.	Test 2: Tracción en el punto superior. TBH	40
4.2.3.	Test 3: Compresión en el punto inferior. CBB.....	41
4.2.4.	Test 4: Compresión excepcional en la muesca del <i>ratchet</i>	42
4.2.5.	Test 5: Deformación propia de la palanca	43
4.3.	Solicitaciones horizontales	44
4.3.1.	Test 6: palanca en posición inferior sometida a un pequeño esfuerzo.	44
4.3.2.	Test 7: palanca en posición inferior sometida a un esfuerzo elevado.	45
5.	ANÁLISIS MEF	46
5.1.	Introducción	46
5.2.	Test 1: tracción excepcional	47
5.2.1.	Mallado realizado	47
5.2.2.	Condiciones de contorno	50
5.2.3.	Condiciones de carga	50
5.2.4.	Características de los materiales	51
5.2.5.	Resultados y análisis	52
5.3.	Test 2: Tracción en el punto superior. TBH	55
5.3.1.	Mallado realizado	55
5.3.2.	Condiciones de contorno	57
5.3.3.	Condiciones de carga	58
5.3.4.	Características de los materiales	58
5.3.5.	Resultados y análisis	58
5.4.	Test 3: Compresión en el punto inferior. CBB	61
5.4.1.	Mallado realizado y condiciones de contorno	61
5.4.2.	Condiciones de carga	62
5.4.3.	Características de los materiales	62
5.4.4.	Resultados y análisis	62
5.5.	Test 4: Compresión excepcional en la muesca del <i>ratchet</i>	65
5.5.1.	Mallado realizado y condiciones de contorno	65
5.5.2.	Condiciones de carga	67
5.5.3.	Características de los materiales	67
5.5.4.	Resultados y análisis	68
5.6.	Test 5: Deformación propia de la palanca	73
5.6.1.	Mallado realizado y condiciones de contorno	73
5.6.2.	Condiciones de carga	74
5.6.3.	Características de los materiales	74
5.6.4.	Resultados y análisis	74

5.7. Test 6: palanca en posición inferior sometida a un pequeño esfuerzo.....	76
5.7.1. Mallado realizado y condiciones de contorno	76
5.7.2. Condiciones de carga	76
5.7.3. Características de los materiales	77
5.7.4. Resultados y análisis	77
5.8. Test 7: palanca en posición inferior sometida a un esfuerzo elevado.	79
5.8.1. Mallado realizado y condiciones de contorno	79
5.8.2. Resultados y análisis	81
6. ENSAYOS EN LABORATORIO	83
6.1. Introducción	83
6.2. Test 1	84
6.2.1. Condiciones del ensayo y resultados	84
6.2.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	85
6.3. Test 2	86
6.3.1. Condiciones del ensayo y resultados	86
6.3.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	87
6.4. Test 3	88
6.4.1. Condiciones del ensayo y resultados	88
6.4.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	88
6.5. Test 4	89
6.5.1. Condiciones del ensayo y resultados	89
6.5.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	90
6.6. Test 5	91
6.6.1. Condiciones del ensayo y resultados	91
6.6.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	92
6.7. Test 6	93
6.7.1. Condiciones del ensayo y resultados	93
6.7.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	95
6.8. Test 7	96
6.8.1. Condiciones del ensayo y resultados	96
6.8.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF	97
7. PLANOS	99
8. COSTE DEL TRABAJO	100
8.1. Introducción	100
8.2. Coste del análisis por MEF	100
8.3. Coste de los ensayos en laboratorio	102
8.4. Coste final	104

9. CONCLUSIONES Y PROYECTOS FUTUROS	105
9.1. Conclusiones	105
9.2. Proyectos futuros.....	106
10. AGRADECIMIENTOS	108
11. BIBLIOGRAFÍA	109
ANEXO	110

1. Planteamiento del trabajo

1.1. Introducción

Newton determinó que un objeto en movimiento permanecerá móvil al menos que actúe sobre él una fuerza externa. Esto es lo que le ocurre a un automóvil cuando está en movimiento. La acción de parada se lleva a cabo por el sistema de frenado.

Al igual que muchas tecnologías, los frenos de los automóviles han mejorado mucho a lo largo de los años, y han ido evolucionando hasta la actualidad. Inicialmente, a finales del siglo XIX, el sistema de frenos que utilizaban los automóviles consistía en una palanca que, al accionarse desde el pedal del freno, bloqueaba la rueda para lograr la detención del vehículo. El problema de este sistema es que el conductor debía tener muchísima fuerza para lograr parar el automóvil, cosa que no siempre lograba con éxito.

A partir del año 1900, el sistema de frenos sufrió una importante revolución, apareciendo los primeros sistemas de frenado de tambor. Más tarde, en 1950, aparecieron los primeros frenos de disco, lo que hizo que ciertas marcas apostaran por ellos, como Jaguar, Citroën y Ford que los colocaron en sus vehículos de serie.

En un automóvil actual, podemos diferenciar claramente tres frenos, cuya misión varía, desde disminuir la velocidad del vehículo, a detenerlo o a mantenerlo inmovilizado.

-El primero, y más importante es el freno de servicio, encargado de reducir y disminuir la velocidad del vehículo. Es accionado con el pie y actúa sobre todas las ruedas del vehículo.

-El segundo, el **freno de estacionamiento**, actúa normalmente sólo sobre las ruedas traseras, y se encarga de mantener inmovilizado el vehículo. También se conoce como freno de mano, y como veremos, será el objeto de este trabajo.

-Y por último, y no menos importante, el freno secundario o de socorro. Este sistema de frenado actúa en caso de fallo del freno de servicio. Normalmente, el freno de servicio se separa en dos circuitos, de manera que ya incorpora el freno de socorro. En caso de fallar alguno de los dos circuitos, quedará el otro, el cual nos permitirá reducir la velocidad y poder detener el vehículo.

El freno de socorro puede actuar sobre dos ruedas, una de cada lado, bien las delanteras o traseras, o en diagonal, dependiendo de si se trata de una configuración en H (solo las delanteras o traseras) o en X (en diagonal).

1.2. Objeto del trabajo

Tomamos como base del trabajo una palanca de freno de estacionamiento destinada a un automóvil y diseñada en FICOSA Internacional SA.

Ficosa es un grupo multinacional dedicado a la investigación, desarrollo, producción y comercialización de sistemas y componentes para automóviles, vehículos comerciales y vehículos industriales, el cual tiene su centro de ingeniería principal en la localidad de Viladecavalls (Barcelona).

El punto principal del trabajo consistirá en la validación de las especificaciones que ha de cumplir la propia palanca y que han sido marcadas por el cliente, siendo este el propio fabricante de vehículos. Esta aprobación se llevará a cabo mediante un análisis por computadora, utilizando el método de los elementos finitos y su correspondiente correlación con los test realizados en laboratorio.

Dentro de los ensayos que se realizarán mediante elementos finitos, distinguiremos claramente dos tipos. En primer lugar, los ensayos para cumplir las especificaciones de las partes estructurales de la palanca debidas a sollicitaciones verticales, y otro punto donde nos centraremos en las sollicitaciones laterales.

Este análisis mediante elementos finitos se llevará a cabo para poder conocer cuales son las zonas críticas de la palanca y a la vez tener una correlación de los resultados obtenidos anteriormente en laboratorio, y así poder ver si los modelos de MEF utilizados son correctos para su utilización en posteriores proyectos.

1.3. Antecedentes

Desde su nacimiento, Ficosa ha estado diseñando y desarrollando todo tipo de componentes para el automóvil. Empezó el año 1949 fabricando cables mecánicos para componentes de recambio.

A partir de los años 50 y 70 volcó su estrategia como proveedor de componentes a ciertos fabricantes, como Seat, Barreiros, Avia i Imosa, Renault, etc. creciendo hasta convertirse líder en sus distintas líneas de producto.

No fue hasta el año 1995 cuando empezaron a fabricar las primeras palancas para el freno de estacionamiento. Los primeros años, las palancas se diseñaban y posteriormente se validaban, teniendo en cuenta que solo se conocía el comportamiento de la misma una vez

probado en laboratorio, por lo que el coste en prototipos y las iteraciones necesarias en el diseño era bastante elevadas.

A partir del año 2001 Ficosa implementó el método de elementos finitos para el desarrollo de los productos, el cual ha permitido tanto la validación de productos, como la optimización de estos. Este método de análisis ha sido una revolución dentro de las empresas, presentando ciertas ventajas, pero a la vez inconvenientes que no se pueden pasar por alto, como se comenta en el punto siguiente.

1.4. Justificación

Los sistemas de freno de estacionamiento son diseñados y desarrollados por Ficosa siguiendo las necesidades del habitáculo del vehículo y las prestaciones que aseguren el frenado en cualquier condición en la que éste se encuentre. Estas condiciones se acuerdan con el cliente, es decir, el propio fabricante del automóvil (OEM), y se comprueban antes de lanzar el producto a línea, mediante la realización de un conjunto de ensayos que corroboren que el producto cumple con todo lo establecido.

Como se ha comentado en el punto anterior, la simulación numérica tiene hoy en día un indiscutible valor estratégico. Sin embargo, no resuelve por sí misma la totalidad del problema. Cuanto más detallado es el modelo teórico utilizado para describir el problema físico más fidedigna es su simulación, pero al mismo tiempo la computación resulta más compleja y es preciso introducir en el cálculo un mayor número de constantes y características físicas.

Los modelos de comportamiento complejos requieren en consecuencia más experimentación de base para suministrar los parámetros requeridos y un esfuerzo mayor para su realización y posterior validación. La experimentación directa sobre prototipos físicos es entonces una vía alternativa, pero no por ello está exenta de importantes limitaciones.

Por otra parte, a medida que se exige un mayor nivel de precisión, la complejidad de la simulación crece casi exponencialmente. Es un hecho que los modelos teóricos implementados en los sistemas de simulación son cada vez más complejos. Como consecuencia de ello se precisan características físicas de los materiales que en ocasiones no están disponibles, o bien no han sido determinadas al nivel deseable para la simulación. Esto hace necesaria la realización de ensayos destinados a caracterizar los diversos tipos de comportamiento físico, en los términos necesarios para la simulación numérica, y en muchas el esfuerzo necesario para ello está más allá de lo posible, en tiempo y dinero.

Gracias a los elementos finitos, podemos realizar estimaciones razonables en tiempos cortos

y a costes bajos, con posibilidad de explorar una gran cantidad de alternativas, lo cual incide directamente en una drástica reducción de las variantes a ensayar sobre prototipos físicos.

Algunas de las variantes podrían ser incluso imposibles de valorar sobre prototipos reales debido a restricciones impuestas por razones de costo o de seguridad. Existen diversas aplicaciones muy útiles que no requieren de datos muy precisos:

- Localización de zonas críticas.
- Comparación entre diseños alternativos.
- Comparación de un mismo diseño sometido a condiciones de contorno o carga distintas.
- Valoración de la efectividad relativa de modificaciones de diseño.

En definitiva, conseguir una visión global del problema y su contexto que ayuda mucho a la comprensión posterior del mismo, pudiendo analizar también la sensibilidad del comportamiento frente a variaciones en los datos de entrada.

1.5. Factores a considerar: limitaciones y condicionantes.

Utilizando el método de elementos finitos, al tratarse de un procedimiento que está asistido totalmente por ordenador, nos aparece una limitación principal debida al hardware de la computadora donde se lleven a cabo los análisis. En nuestro caso se ha utilizado una PC con el sistema operativo Windows 7, con un procesador de 4 núcleos. Esta limitación nos afectará principalmente en la duración de nuestros análisis y en el registro de los resultados, ya que en la mayoría de los casos solamente podremos guardar resultados de ciertas zonas, y no del modelo completo analizado.

También, como se ha mencionado en el punto anterior, hay que tener en cuenta las limitaciones de los programas utilizados para dicho análisis. En el último punto de este capítulo, se realizará una descripción de estos programas, para tener una visión global de cual es su aplicación.

1.6. Estructura del proyecto

El presente proyecto se organiza en cinco documentos principales: la memoria, el pliego de condiciones, el presupuesto, los planos y los anexos.

Memoria: la memoria es el documento en el cual queda constancia del proceso seguido en el desarrollo del trabajo y de los resultados y conclusiones que de él se derivan. A fin de facilitar la interpretación de esta información, se ha dividido la redacción de la memoria en siete capítulos, que exponen de modo ordenado los pasos contemplados en la resolución del problema.

En este primer capítulo, Planteamiento del proyecto, constituye una descripción general del proyecto en la que se presentan sus objetivos y se delimita el marco de referencia en el que ha sido desarrollado.

En el segundo capítulo, “Teoría del método de los elementos finitos”, se explican los conceptos generales para conocer el funcionamiento de dicho método y así poder comprender todos los puntos siguientes.

En el tercer capítulo, “Freno de estacionamiento a validar”, se realiza una descripción detallada de los componentes, materiales y condiciones de enlace que componen la palanca a validar. De esta forma, también se expondrán su funcionamiento en condiciones normales.

En el cuarto capítulo, “Especificaciones estructurales marcadas por el cliente”, se presentan los requisitos mínimos que deberá de cumplir la palanca para permitir su puesta en producción, y que sea aceptada por el fabricante de vehículos. Se divide en los ensayos que se le realizarán a la palanca y que debe pasar.

En el quinto capítulo, “Análisis FEM realizados”, se comentan todos los estudios llevados a cabo mediante elementos finitos, explicando los procedimientos seguidos y los resultados de los mismos estudios.

En el sexto capítulo, se exponen los resultados obtenidos en laboratorio, y se hace una comparación con los datos obtenidos en FEM.

Y por último el séptimo punto, Conclusiones y Proyectos futuros, es un compendio de los principales resultados y logros alcanzados en el proyecto, haciendo un resumen general de lo conseguido y mencionando los proyectos propuestos para un futuro.

Presupuesto: en el presupuesto se detallan los costes de inversión, la valoración del esfuerzo realizado y los recursos consumidos en la realización del presente proyecto. Este documento se divide en varios presupuestos parciales, indicándose los precios unitarios y los descompuestos.

Planos: en estos se expone el conjunto de la palanca y todos los elementos que la forman.

Anexo: En el anexo se adjuntan las especificaciones técnicas de las marcas comerciales de los materiales que componen el conjunto palanca, información adicional de los test y planos del conjunto palanca.

1.7. Programas informáticos utilizados

Un programa de Elementos Finitos es una pieza compleja de software en la que confluyen numerosas operaciones. Por este motivo suelen estar divididos en diversas subsecciones, cada una de las cuales efectúa una operación determinada. Sin embargo, el tema no se limita al puro cálculo. La preparación de los datos y el análisis de los resultados numéricos que aparecen como producto del cálculo, son tareas arduas que actualmente se tienden a integrar en el propio software.

Así pues, un paquete de cálculo por elementos finitos consta de un Preprocesador, en el que se incluyen todas las ayudas a la preparación de los datos y que genera los archivos de datos, un Calculador que resuelve el problema propiamente dicho y genera los archivos de resultados, y un Postprocesador que facilita el análisis e interpretación de los resultados, generalmente en forma de gráfica mediante trazado de curvas, gráficos tridimensionales, tablas, etc.

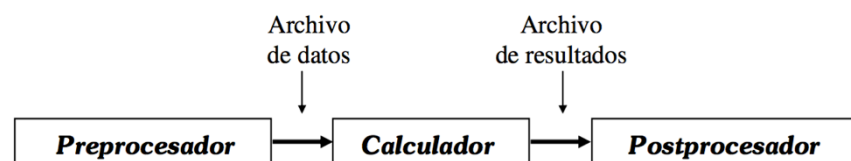


Fig. 1.1. *Elementos en un sistema MEF*

En este trabajo se han utilizado un total de 4 programas informáticos que nos facilitaran todas las tareas necesarias a llevar a cabo. Se trata de los siguientes:

- Catia: es un programa informático de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora realizado por Dassault Systèmes. En este proyecto lo utilizaremos para realizar las modificaciones necesarias en la palanca y también para realizar mediciones en la geometría.
- Altair Hypermesh: se trata de un programa que proporciona una interfaz gráfica al preprocesado de modelos de elementos finitos. En nuestro caso solamente lo utilizaremos como mallador.
- Femap: es un programa de simulación y análisis FEA de Siemens, que nos permitirá realizar el pre y post proceso. Será nuestro programa principal para realizar los análisis.
- Nx Nastran: este programa junto con otros, constituyen una familia de solvers de análisis por elementos finitos, que representa actualmente el estándar del sector en cuanto a análisis avanzados en la industria del automóvil, aeroespacial, defensa, maquinaria pesada y construcción naval debido a sus funcionalidades únicas de modelado y subestructurado (súper elementos). NX.Nastran ofrece un alto nivel de simulación y rendimiento integral dentro de una amplia gama de disciplinas de ingeniería que proporciona un rendimiento crítico en análisis tensionales, desplazamientos, vibraciones, pandeo, ensayos de choque, transferencia de calor, fluidos y aeroelasticidad.

2. Método de elementos finitos

2.1. Evolución

El FEM, como formulación matemática, es relativamente nuevo aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo. En los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero que no nos engañe, puesto que el manejo correcto de este tipo de programas exige de un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del FEM. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

2.2. Campo de aplicaciones

Mediante la aplicación del método de elementos finitos se pueden realizar una multitud de operaciones, aumentando de forma exponencial con el paso de los años. Actualmente lo podemos dividir en cuatro bloques principales:

- El primero, y más extendido, el cual será la base de nuestro proyecto, son los análisis estructurales. Nos permiten conocer el comportamiento de una determinada pieza con su material correspondiente, sometida a unas cargas y unas condiciones de contorno determinadas.
- En transferencia de calor se pueden abordar problemas de conducción, convección o radiación, donde los resultados son básicamente las distribuciones de temperatura y fluidos de calor.

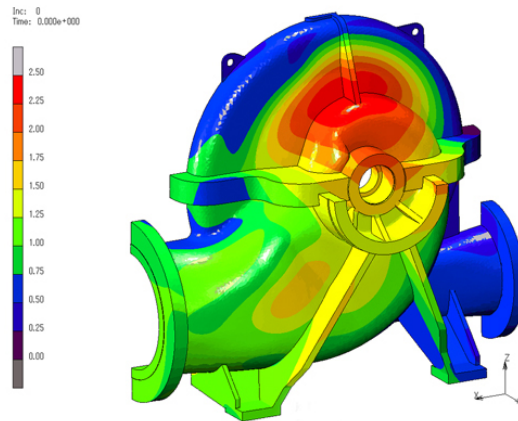


Fig. 2.2. *Thermal analysis*

- En la mecánica de fluidos se realizan problemas de régimen laminar o turbulento, estacionarios, transitorios, donde los resultados son distribuciones de presión y velocidad. Esta aplicación es de gran utilidad para realizar estudios de inyección previniendo ciertos problemas comunes en el mundo de la automoción, como son las contracciones, las burbujas, el acabado superficial, etc.
- Y por último, en el electromagnetismo se pueden tratar problemas relacionados con los campos y las ondas electromagnéticas. Los resultados son básicamente distribuciones de potencial, corrientes, fluidos magnéticos, etc. De esta forma podemos prevenir problemas de compatibilidad electromagnética entre diversos componentes.

2.3. Conceptos generales

2.3.1. Introducción al método

Las aplicaciones prácticas de la mecánica del sólido deformable pueden agruparse en dos grandes familias: la de los problemas asociados a sistemas discretos y la de los problemas asociados a sistemas continuos. En los primeros el sistema a analizar está dividido, de forma natural, en elementos claramente diferenciados. Es el caso, por ejemplo, del análisis de la estructura de un edificio en la que cada viga constituye una entidad aislada bien definida. En los segundos el sistema no puede ser dividido de forma natural en unidades simples, por lo que su análisis resulta mucho más complejo, aunque como se verá posteriormente, puede ser reducido en forma aproximada al de un sistema discreto equivalente.

El principio del Método consiste en la reducción del problema continuo con infinitos grados de libertad, a un problema discreto en el que intervenga un número finito de variables asociadas a ciertos puntos característicos (nodos). Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas para pasar a ser los valores de dichas funciones en un número finito de puntos.

Así pues en el M.E.F. se supone que el comportamiento mecánico de cada parte o "elemento" en los que se subdivide la estructura queda definido por un número finito de parámetros (o grados de libertad) asociados a los puntos en que dicho elemento se une al resto de los elementos de su entorno (nodos). Para definir el comportamiento en el interior de cada elemento se supone que dentro del mismo, todo queda perfectamente definido a partir de lo que sucede en los nodos a través de una adecuada función de interpolación [3].

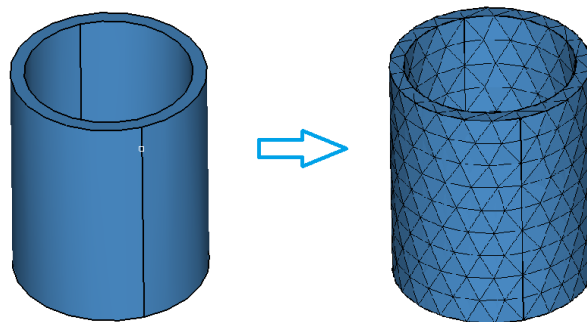


Fig. 2.3. Idea de discretización

Como puede apreciarse de lo dicho, en el Método de los Elementos Finitos son esenciales los conceptos de "discretización" o acción de transformar la realidad de naturaleza continua, en un modelo discreto aproximado y de "interpolación", o acción de aproximar valores de una función a partir de su conocimiento en un número discreto de puntos. Por tanto el M.E.F. es un método "aproximado" desde múltiples perspectivas.

Hay que tener en cuenta que la discretización correcta depende de diversos factores como son el tipo de información que se desea extraer del modelo o el tipo de sollicitación aplicada. En muchas ocasiones es adecuado ensayar más de una de tales discretizaciones. En general existe la creencia de que cuantos más nodos, mejor es la discretización. Aunque esto puede ser teóricamente correcto, en la práctica existe una limitación, como se ha comentado anteriormente en el punto de limitaciones y condicionantes; gran parte de la limitación viene impuesta por el tiempo de desarrollo del modelo y el tiempo de computación y análisis de resultados.

En cualquier sistema, dentro del método a analizar, podemos distinguir entre:

- Dominio: espacio geométrico donde se va analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: variables conocidas que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperatura,...
- Incógnitas: variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, deformaciones,...

2.3.2. Matriz de rigidez

En el método utilizado para la resolución de un problema mediante elementos finitos debe existir tanto una ecuación de equilibrio de fuerzas como de momentos, y una ecuación que relacione la tensión con la deformación; siendo esta última la ley de Hooke.

Mediante la ley de Hooke, si somos capaces de obtener la deformación, podremos obtener directamente las tensiones. Por ejemplo, en un elemento tipo barra que solo trabaja a tracción compresión, tendremos:



Fig. 2.4. Elemento barra trabajando solamente a tracción

$$F_j + F_k = 0; \sigma = E \cdot \varepsilon$$

Sabiendo que $\sigma = F/A$; podemos obtener $F = E \cdot A \cdot \varepsilon = \frac{EA}{l} \Delta l$.

Si lo colocamos en forma matricial y tenemos en cuenta la ecuación anterior para cada uno de los dos nodos nos quedará:

$$\begin{Bmatrix} F_j \\ F_k \end{Bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_j \\ U_k \end{Bmatrix}$$

Vector de fuerzas = matriz de rigidez [K] x vector de corrimientos

Como se ha comentado anteriormente, una estructura continua es dividida en pequeños elementos mediante una discretización. Como acabamos de ver, cada elemento queda caracterizado por su matriz de rigidez elemental $[K]$, compuesta por $n \times n$ submatrices de dimensión $m \times m$ siendo n el número de nodos del elemento y m el número de grados de libertad de cada nodo. Un nodo que no tenga restringido ninguno de los grados de libertad presentará un total de 6 G.D.L siendo estos las tres translaciones y las 3 rotaciones.

El conjunto de matrices de rigidez de cada elemento componen una matriz de rigidez global. Esta se obtiene por el ensamblaje de las otras matrices de cada elemento, teniendo en cuenta su cambio de ejes locales a globales.

La matriz global de la estructura $[Kg]$, presenta las dimensiones de $(\mathbf{k} \times \mathbf{m})^2$ siendo k el número de nodos de la estructura en su conjunto [4].

Una vez determinados los corrimientos nodales incógnitas, se procede al cálculo de las reacciones incógnitas dejando así el problema totalmente resuelto. El proceso seguido, en forma reducida, es el siguiente:

1. Definición del problema en unas coordenadas globales.
2. Segmentación de la estructura en componentes simples.
3. Definición del comportamiento de cada componente simple en unos ejes locales adecuados.
4. Ensamblaje de los diversos comportamientos elementales para obtener el comportamiento global de la estructura, en unos ejes globales comunes.
5. Planteamiento del equilibrio de los nudos.
6. Cálculo de los corrimientos nodales incógnitas.
7. Cálculo de las reacciones incógnitas.

2.3.3. Análisis no lineal

Aunque se puede argumentar que gran parte de los problemas técnicos pueden ser abordados con suficiente nivel de aproximación mediante un modelo lineal, existe un elevado número de ellos en los que este tipo de aproximación no es válida. De hecho la linealidad es una ficción útil, pero que en muchas ocasiones deja ocultos importantes efectos gobernados totalmente por la naturaleza no lineal de los problemas reales. En este sentido no es exagerado decir que la naturaleza es intrínsecamente no lineal, por lo que sólo la incapacidad de abordar los fenómenos reales en su verdadera dimensión justifica la actual predilección por los modelos lineales.

El cálculo no lineal rompe con la intuición habitual ya que deja de suponerse la existencia de proporcionalidad entre causa y efecto. Otra característica fundamental del cálculo no lineal es la invalidación del principio de superposición. El efecto de una suma de causas ya no es igual a la suma de los efectos de cada causa por separado. En este tipo de análisis, el resultado final varía según la historia del proceso de carga.

En orden a simplificar el tratamiento de los problemas no lineales es interesante clasificar de algún modo las posibles fuentes de no linealidad. Principalmente, pueden agruparse en 3 categorías :

No linealidad geométrica

- a) Grandes desplazamientos: se presenta cuando los desplazamientos son lo suficientemente importantes, como para que el problema no pueda ser analizado en base a su geometría inicial, no pudiendo ser ignorados los efectos del cambio de forma.
- b) Grandes rotaciones: en la versión lineal de la mecánica del sólido deformable se supone que las rotaciones que se producen durante el proceso de deformación son infinitamente pequeñas. Si esto no es así sino que la orientación se altera de forma significativa es preciso introducir una formulación no lineal que considere dicha variación.

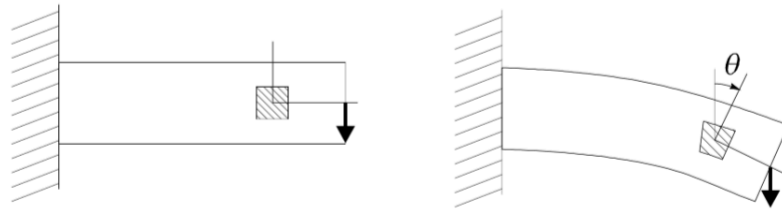


Fig. 2.5. *Grandes rotaciones*

- c) Grandes deformaciones: la teoría lineal de la mecánica del sólido deformable supone que las deformaciones son infinitésimas (pequeñas). Esto es admisible hasta aproximadamente un 4% de deformación. Para deformaciones mayores, hay que tener en cuenta la variación de la geometría y utilizar medidas de deformación adecuadas.

No linealidad de contorno

Las condiciones de enlace entre el sólido analizado y su entorno pueden cambiar en función del proceso de deformación. Puede ocurrir, como veremos más adelante, que debido a las condiciones de carga iniciales aparezcan, por ejemplo, unos contactos que inicialmente no teníamos.

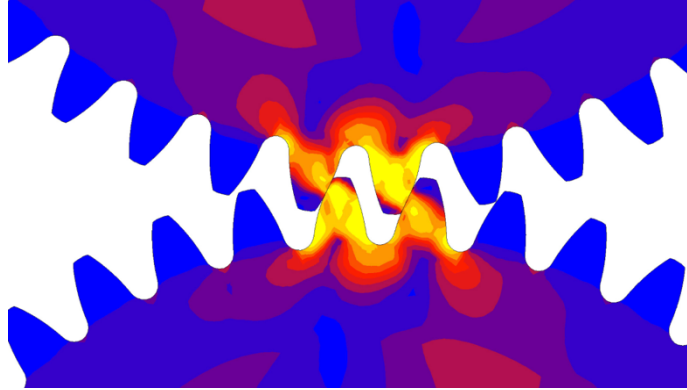


Fig. 2.6. *No linealidad - contacto*

No linealidad del material

La relación entre tensiones y deformaciones no tiene porqué ser lineal, ni tan siquiera tiene porqué ser única. A fin de tener en cuenta esto en los cálculos se han desarrollado diversos modelos de comportamiento (ecuaciones constitutivas) de los materiales. Así pues es posible escoger de entre diversas clases de comportamiento aquel que mejor se adapte al problema tratado; siendo estas: lineal, no lineal, hiperelasticidad, viscoelasticidad, elastoplasticidad o visco-elasto-plasticidad.

Hay que recalcar que para todos los análisis realizados en este proyecto, se ha utilizado la solución 23 de Nx Nastran de análisis no lineal avanzado, y así poder tener presentes las condiciones de no linealidad comentadas.

2.4. Procedimientos para la preparación del análisis

2.4.1. Mallado

Dentro de los elementos finitos, el mallado es una de las etapas más importantes y difíciles de precisar del FEM.

De este mallado dependerá directamente la exactitud de los resultados, y a la vez el tiempo computacional necesario. Cada elemento constitutivo de la malla quedará completamente definido cuando lo estén:

- Las coordenadas de los puntos nodales.
- La topología del elemento (interconexiones entre los nodos).
- Las propiedades geométricas del elemento (espesor, etc.).
- Las propiedades características del material.

Para todos nuestros análisis realizados, en primer lugar se preparará la malla en 2D, y se utilizarán elementos triangulares lineales debido a que el conjunto a analizar presenta una geometría bastante complicada para conseguir un mallado correcto mediante hexaedros. A partir de esta malla 2D, se procederá al mallado en 3D, con lo que obtendremos tetraedros como el siguiente [2]:

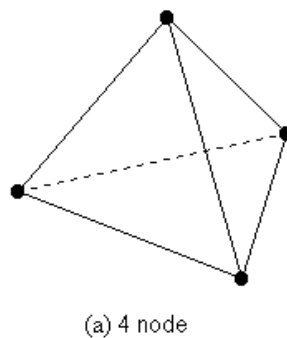


Fig. 2.7. Elemento CTETRA de Femap

También se probó mallar con elementos parabólicos, aunque se nos presentaron un conjunto

de problemas que nos hizo encaminarnos al uso de los lineales; con elementos parabólicos no podíamos tener un control total del mallado mediante el mallador Hypermesh, por lo que nos aparecían muchos más elementos con distorsiones como las comentadas a continuación.

Además, debido a las limitaciones de Hardware, el tiempo de cálculo se multiplicaba por seis, pasando de unas 2 horas, a análisis de más de 12 horas, repercutiendo directamente en el precio final del proyecto.

Hay que recalcar que, para obtener un buen mallado se deberán de acotar al máximo las distorsiones permitidas a los mismos elementos.

Existen 11 tipos de distorsión, de los cuales 5 son inaceptables y no permiten resolver el problema, mientras que los 6 restantes no impiden la resolución pero pueden afectar al resultado final. Para la realización del mallado 2D se tendrán en cuenta las siguientes distorsiones [5].

I. Distorsiones fatales.

a) Por conectividad

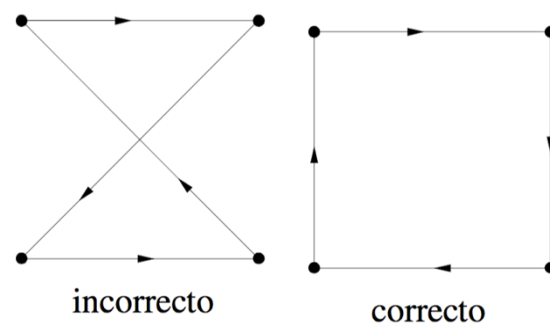


Fig. 2.8. *Distorsión por conectividad*

b) Distorsión por colapsar uno de los ángulos a 180°

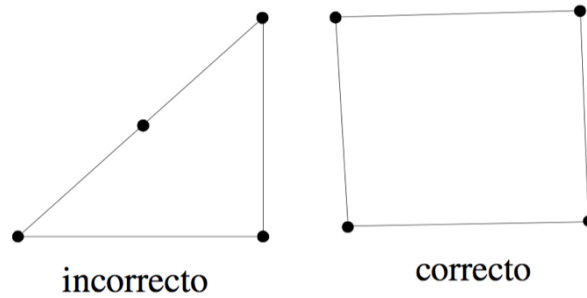


Fig. 2.9. *Distorsión por colapsar uno de los ángulos a 180°*

c) Distorsión (Double-back shape).

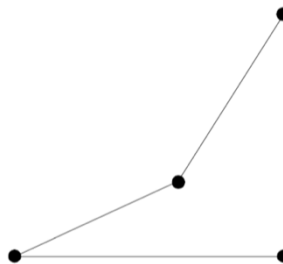


Fig. 2.10. *Double-back shape*

d) Elemento de área o volumen nulos



Fig. 2.11. *Elemento de área o volumen nulos*

e) Elemento con 2 nodos coincidentes (Coincident nodes)

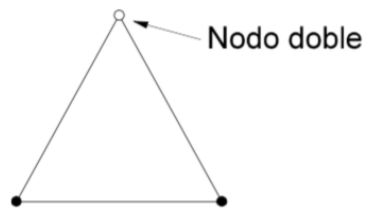


Fig. 2.12. *Elemento con 2 nodos coincidentes (Coincident nodes)*

II. Distorsiones admisibles de forma controlada.

Dentro de este tipo de distorsiones, para el mallado se tendrá en cuenta las posibles distorsiones por elongación del elemento (Aspect ratio). Se limitará a un valor de 8.

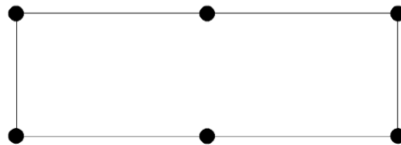


Fig. 2.13. *Aspect Ratio*

Adjuntamente a estas distorsiones, también se tendrá en cuenta que los elementos creados no tengan:

- Un tamaño inferior a 0.1 mm.
- Un ángulo entre aristas inferior a 30°.
- Un tamaño superior al doble del tamaño al que ha sido mallado.

Por lo que se refiere a la malla 3D, se tendrá en cuenta que los elementos CTETRA no presenten un *Tet Collapsed* (relación de la altura más pequeñas entre un vértice y su cara

opuesta con la longitud de la arista mayor) superior a 30. Collapse Ratio = $h(\text{menor}) / L(\text{mayor})$.

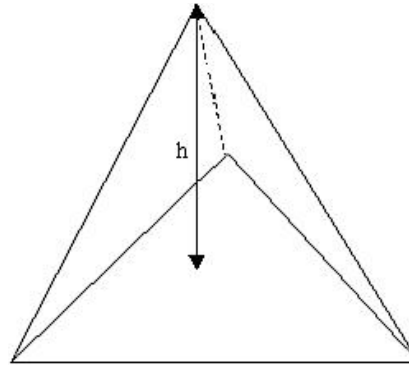


Fig. 2.14. *Tet Collapsed*

2.4.2. Material

Para realizar un análisis por Elementos Finitos es preciso conocer las características físicas relevantes del material o materiales implicados.

En un análisis de tensiones la principal propiedad del material es la relación tensión-deformación y el usuario debe definirla siempre. Pueden ser requeridas otras propiedades dependiendo de las cargas consideradas. Para el caso de cargas térmicas debe especificarse el coeficiente de expansión térmica, y para los pesos propios o fuerzas inerciales, la densidad.

Si el material es isótropo y lineal, debe darse un solo valor de cada propiedad para cada elemento. Si el material es isótropo pero no homogéneo, el usuario debe definir cada propiedad en más de un punto dentro de cada elemento.

Si el material no es isótropo, entonces las propiedades correspondientes a las diferentes direcciones deben darse para unos ejes de referencia fijos al elemento y su número es mayor que en el caso isotrópico.

No es extraño encontrar dificultades para disponer de los datos de partida necesarios para realizar el análisis. En este caso hay que recurrir a la bibliografía, a la realización de ensayos para caracterizar adecuadamente el material, o bien admitir un modelo más simple consecuente con los datos disponibles.

Para nuestros análisis, todos los materiales del modelo son isótropos. Como nos interesará

conocer principalmente las tensiones, se utilizarán solamente las curvas tensión-deformación de los materiales proporcionadas por los proveedores y adjuntas en el anexo, siendo la mayoría de estas de carácter multilíneal. Por ejemplo, las piezas de la palanca diseñadas en ABS de la marca comercial Styrolution Terluran presentan unas curvas tensión-deformación a 23 y 80 °C como las siguientes:

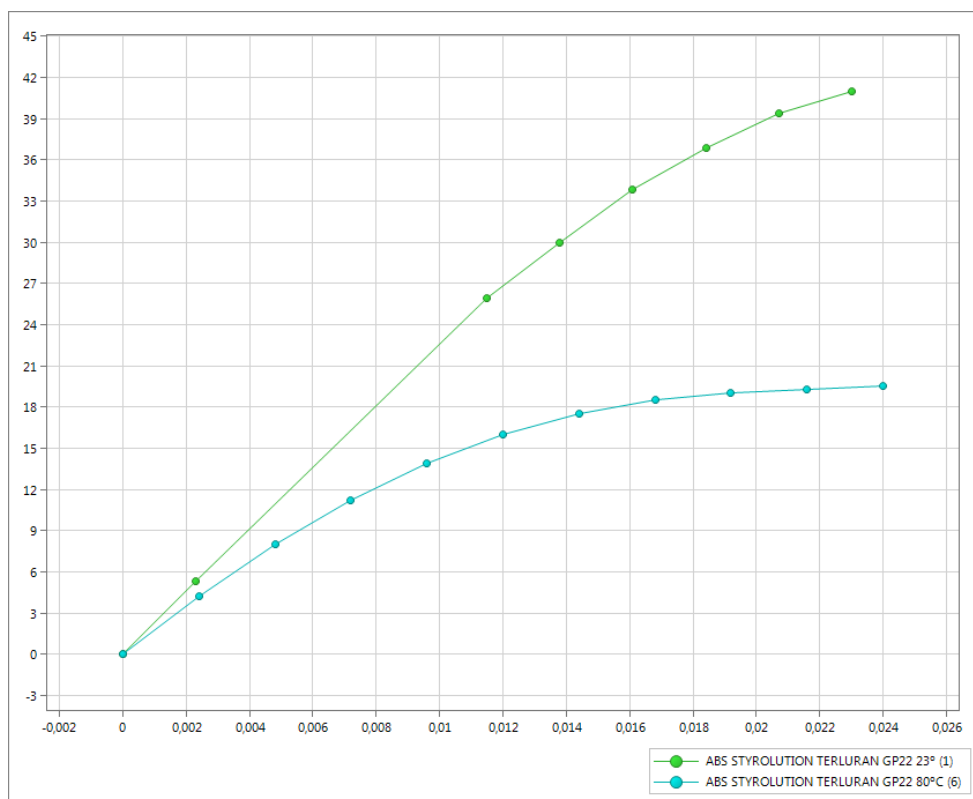


Fig. 2.15. Curva tensión – deformación del ABS a 23 y 80 °C

2.4.3. Condiciones de contorno

Dentro de los problemas mecánicos se distinguen dos clases de condiciones de contorno: las condiciones regidas por fuerzas y las condiciones regidas por desplazamiento.

Las primeras tratan de las fuerzas aplicadas sobre nodos como cargas puntuales, presiones sobre la superficie de los elementos o fuerzas distribuidas por unidad de volumen en los elementos.

Las segundas, consisten en restricciones de tipo cinemático y corresponden normalmente a condiciones que se aplican directamente sobre los nodos, limitando o anulando sus desplazamientos. En el post-procesado, obtendremos una reacción en estos nodos para conseguir el equilibrio de fuerzas.

3. Freno de estacionamiento a validar

3.1. Componentes

La palanca a validar, vista desde el programa de diseño utilizado (Catia) y renderizada, presenta la geometría siguiente:

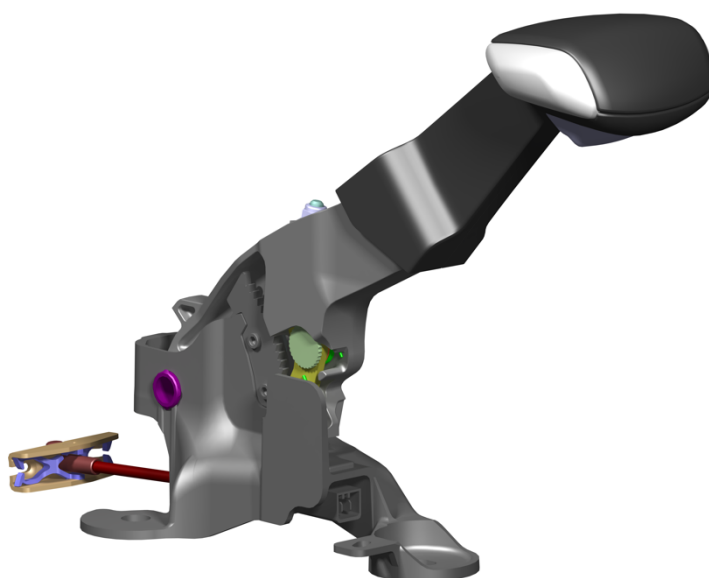


Fig. 3.16. Geometría de la palanca del freno

En el anexo de planos podemos encontrar el ensamblaje completo, donde se han identificado cada una de sus partes. Para obtener una buena visión global de su funcionamiento, se comentará en los siguientes puntos las funciones que desempeña cada uno de los componente principales. Hay que recalcar, que la identificación de cada uno de ellos es en inglés, al tratarse del idioma principal del cliente y ser un vocabulario genérico para todas las palancas.

3.1.1. Lever arm

Estructuralmente hablando, se trata de la pieza principal de la palanca, la cual permitirá el movimiento de rotación para estirar el cable del freno y en la cual también irán sujetos la mayoría de los otros componentes.

Su diseño será crucial para conseguir una buena resistencia mecánica y aportar rigidez al sistema, consiguiendo una buena relación rigidez-peso.

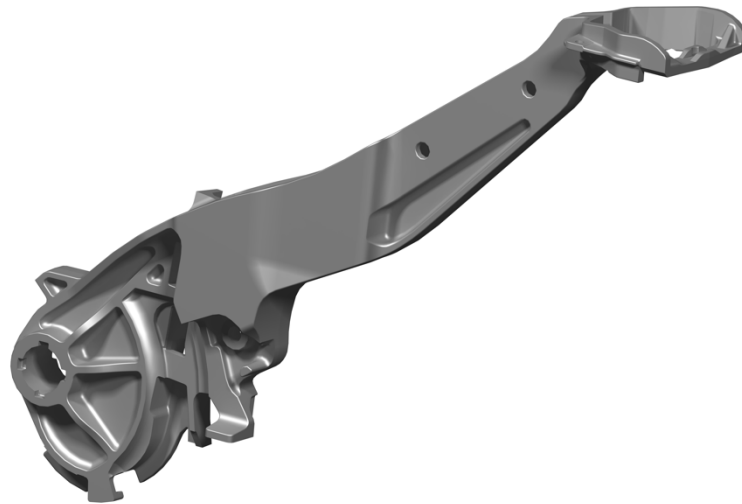


Fig. 3.17. Lever arm

Este componente se suele realizar normalmente mediante estampación de una chapa de aluminio, aunque también existen ciertos modelos realizados mediante plásticos con fibras u otros compuestos con lo que consiguen un módulo elástico bastante elevado.

3.1.2. Base Plate

Al igual que el *lever arm*, el *base plate* es la segunda pieza más importante a nivel estructural. Es la encargada de fijar la palanca al suelo del vehículo, y suele ir unida a este mediante un conjunto de pernos.

Además, soporta todos los componentes del sistema, incluyendo el *lever arm*. Otra de sus funciones es limitar el movimiento angular de la propia palanca a unos valores establecidos y

también incorporar el interruptor eléctrico que nos indica que el freno de estacionamiento está activado.

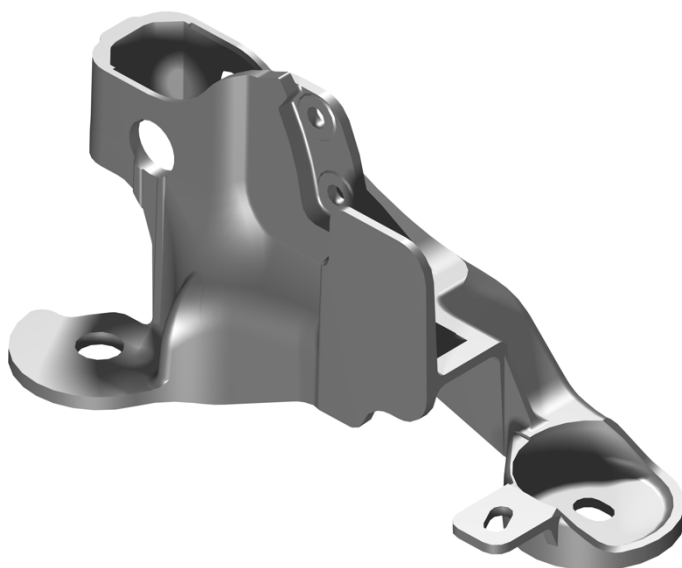


Fig. 3.18. *Base plate*

Este housing, como podemos ver en el anexo de planos, se une al lever mediante un eje pasador también de aluminio y una junta de goma en la cual se produce el rozamiento al subir y bajar la palanca.

3.1.3. Housing

Consiste en la estructura que permitirá conectar la mayoría de los elementos externos al *lever arm*. Normalmente, un diseño tradicional de palanca de freno no suele llevar este componente, pero en este caso, debido a su geometría ha sido necesaria como nexo de unión.

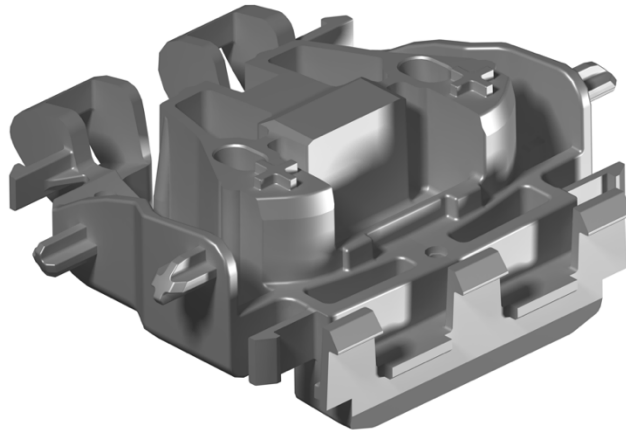


Fig. 3.19. *Housing*

3.1.4. Release rod

Se trata de una varilla con un muelle alojado en el interior del *lever arm* y encargados de conectar el botón con la base de la palanca, favoreciendo el movimiento longitudinal del cable de freno. Como veremos más tarde, al tratarse de una pieza no vista y la cual no presenta una gran carga estructural, se suelen realizar de plástico, como podría ser Polipropileno confeccionado mediante inyección.

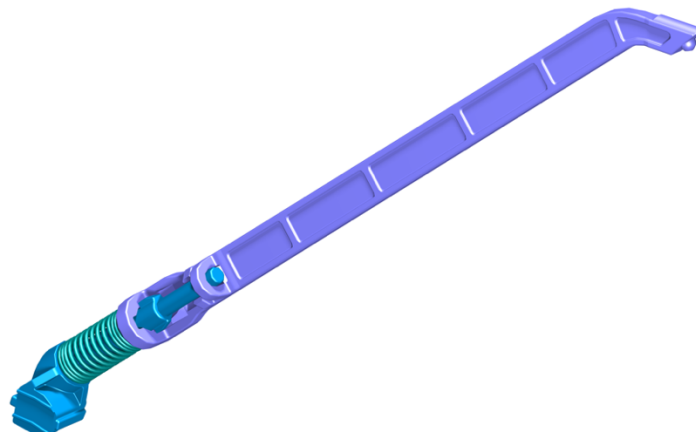


Fig. 3.20. *Release rod*

3.1.5. Button

Corresponde al botón sobre el cual se presiona para descender la propia palanca. A diferencia de las piezas anteriores, esta ya es una pieza vista, en la cual será muy importante su acabado. Además, hay que recalcar que va unida al *housing* mediante un pasador.

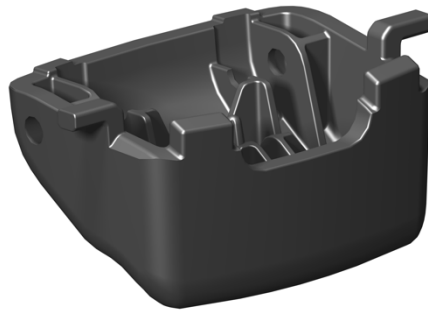


Fig. 3.21. *Button*

3.1.6. Pawl y ratchet

Se trata de dos pequeñas piezas de tamaño bastante reducido, una unida al *lever arm* mediante un muelle que le permite volver a su posición inicial (*pawl*), y la otra totalmente fija (*ratchet*) unida mediante pines al *base plate*. En su posición de reposo, el *pawl* descansa sobre el *ratchet*. Su función es mantener la palanca de freno bloqueada en su posición de parking, a no ser que se presione el botón que haga que este engranaje se separe.

A pesar de su pequeño tamaño presentan una gran carga a nivel estructural ya que son el nexo de unión, durante el bloqueo de la palanca, entre el *lever arm* y el *base plate*, teniendo que soportar la fuerza del cable primario.

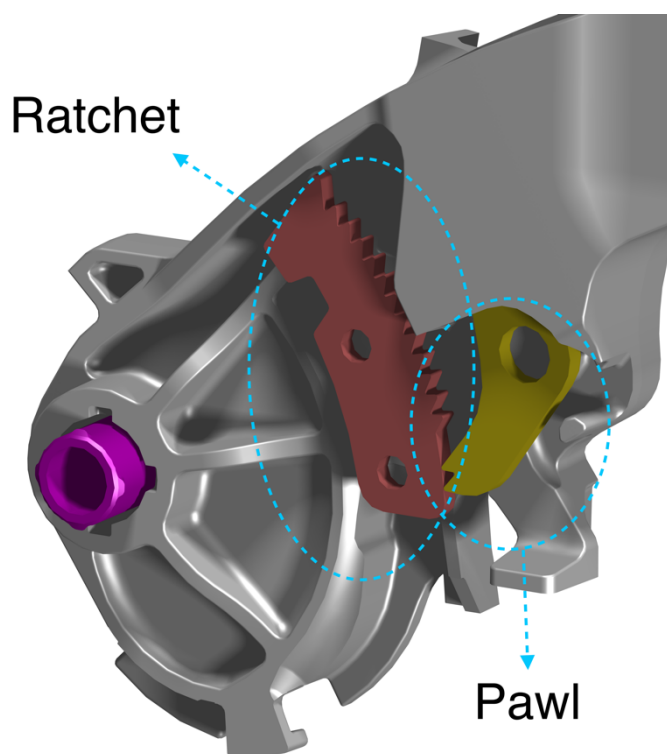


Fig. 3.22. *Pawl y ratchet*

Igualmente, debido a su pequeño tamaño y a sus elevadas condiciones de carga, estas dos piezas son de acero con un conjunto de postratamientos térmicos que aumentan su dureza superficial.

3.1.7. Switch

Todos los frenos de aparcamiento, debido al reglamento R121 ECE de las naciones unidas, encienden un testigo en el salpicadero del vehículo cuando están activados. Para conseguir dicha función, es necesaria la colocación del *switch* (interruptor), el cual se encargue de que cuando el vehículo tenga el *lever arm* levantado active este testigo. Para ello se ha colocado un interruptor en el *base plate* haciendo contacto con el *lever arm*.

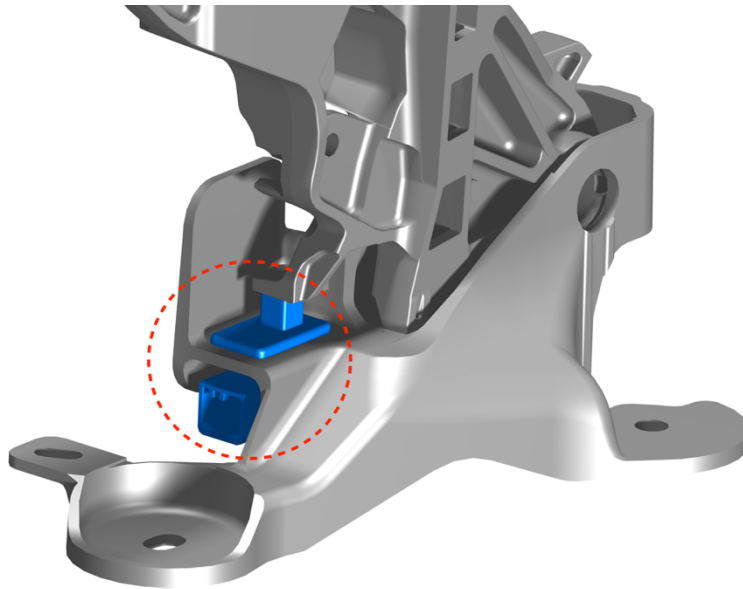


Fig. 3.23. Switch

3.1.8. Top, lateral and bottom grip

Estas 4 piezas (2 *lateral grip*) son las partes vistas de la palanca en su zona superior. Como veremos más tarde, estas piezas no presentarán ningún requerimiento de tipo estructural, aunque si que deberán de soportar una fuerza mínima para que no sean fácilmente extraídas por el usuario.

Al tratarse de piezas vistas, será muy importante el material utilizado y la geometría que presenten para conseguir una buena inyección durante su fabricación.

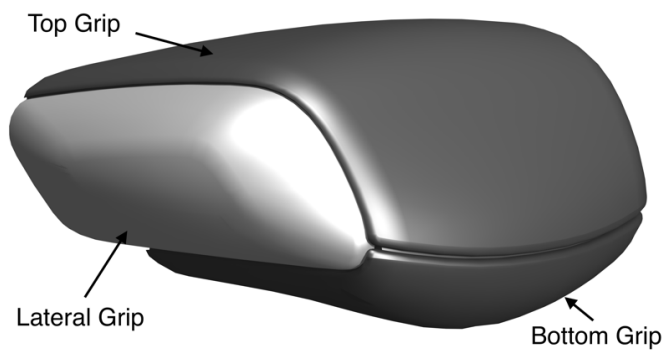


Fig. 3.24. Top, lateral and bottom grip

3.1.9. Ecualizador

Como última pieza importante dentro de la palanca, se encarga de separar el cable primario proveniente de la misma hacia dos secundarios que se dirigen a cada uno de los frenos traseros. Se trata de un componente muy importante, ya que gran parte del funcionamiento del freno dependerá del estado de esta pieza, por la que pasará toda la tensión del cable primario a los dos secundarios.

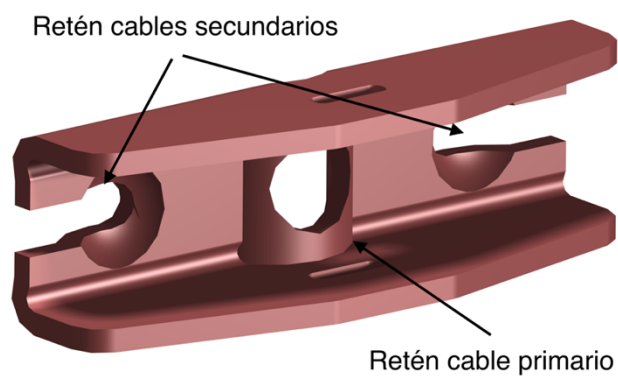


Fig. 3.25. Ecualizador

4. Especificaciones establecidas por el cliente

4.1. Funcionamiento frente al ocupante

Durante las primeras fases del proyecto, el cliente envía al fabricante de la palanca el conjunto de requisitos que debe de cumplir el freno de estacionamiento para ser aceptado y puesto en fabricación en serie. Normalmente, cada fabricante de vehículos tiene unas especificaciones marcadas que no suelen variar mucho de un proyecto a otro.

En este capítulo, se comentarán las principales especificaciones que se han acordado para la palanca en cuestión. Nos centraremos en aquellas en las que se puede realizar una primera validación mediante elementos finitos. Hay que recalcar, que existen más especificaciones de las mostradas, pero que no se pueden llevar a cabo mediante el MEF, como por ejemplo, entre otras, las relacionadas con el ruido, las tolerancias, las relacionadas con el diseño o acabado de las partes cromadas, etc [1].

Los test a realizar se dividen principalmente en 2 grupos:

- Solicitaciones verticales
- Solicitaciones horizontales

Dentro de cada uno de ellos se explican los diferentes ensayos y se separan en dos partes: una primera en la que se explica el procedimiento a seguir con su correspondiente ilustración, y una segunda donde se comentan los requerimientos a cumplir.

Hay que recalcar que, en todos los ensayos se aplicará la fuerza correspondiente para cada uno de ellos en el punto P. Este punto viene definido por el cliente, y aparecen sus coordenadas en el primer plano.

4.2. Solicitaciones verticales

4.2.1. Test 1: Tracción excepcional

I. Procedimiento

- La palanca se encontrará a 44° de su posición inferior.
- Se aplicará una fuerza vertical hacia arriba de 600 N en el punto P, como se ilustra en la siguiente figura.
- El número mínimo de partes que componen la palanca para realizar el ensayo serán 3.

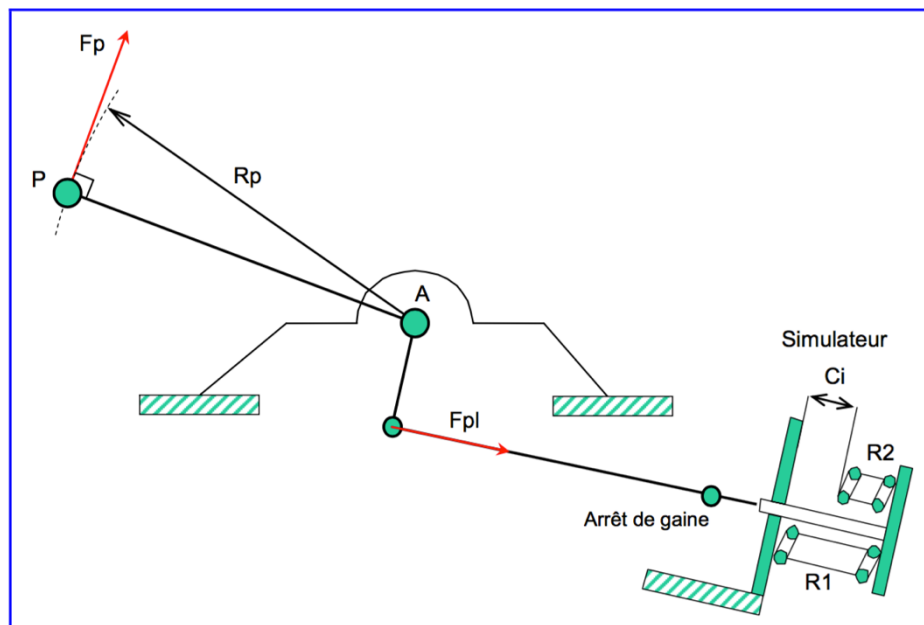


Fig. 4.26. Test nº 1 – Tracción excepcional 1

II. Requerimientos

- Sujeto a esta carga de tracción $F_p = 600$ N, la palanca no debe de sufrir ninguna rotura y debe de mantenerse funcional después del ensayo.
- Se permitirán deformaciones permanentes menores de 0.5 mm en el punto de aplicación de la carga.

4.2.2. Test 2: Tracción en el punto superior. TBH

I. Condiciones

- Los cables no deben de ser instalados.

II. Procedimiento

- Se aplicará una fuerza vertical hacia arriba de 600 N en el punto P, como se ilustra en la siguiente figura.
- El numero mínimo de partes que componen la palanca para realizar el ensayo serán 3.

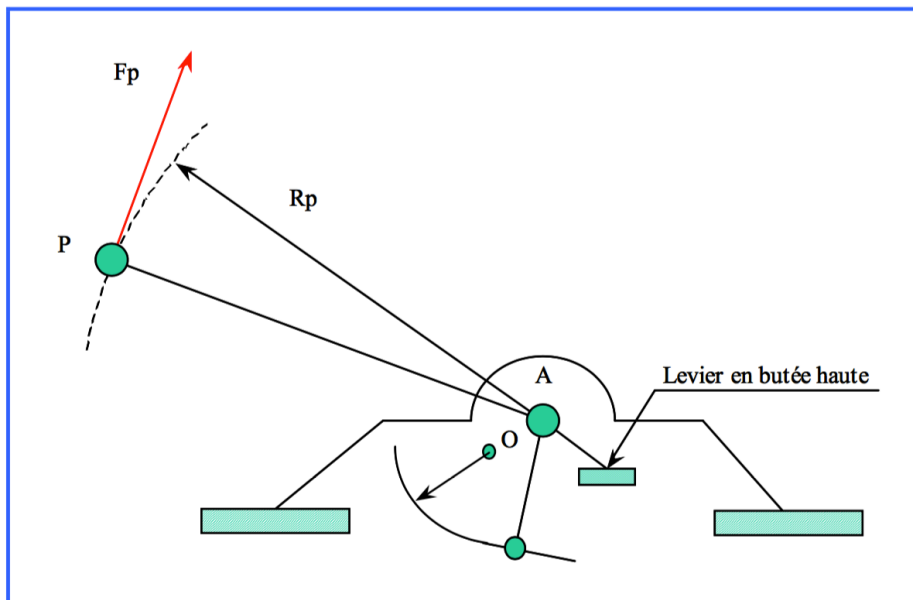


Fig. 4.27. Test nº 2 –Tracción en el punto superior. TBH

III. Requerimientos

- Sujeto a esta carga de tracción $F_p = 600$ N, la palanca no debe de romperse, y el contacto del *lever arm* debe de mantenerse funcional.

4.2.3. Test 3: Compresión en el punto inferior. CBB

I. Condiciones

- Los cables no deben de ser instalados.

II. Procedimiento

- Se aplicará una fuerza de compresión hacia abajo de 600 N en el punto P, como se ilustra en la siguiente figura.
- El numero mínimo de partes que componen la palanca para realizar el ensayo serán 3.

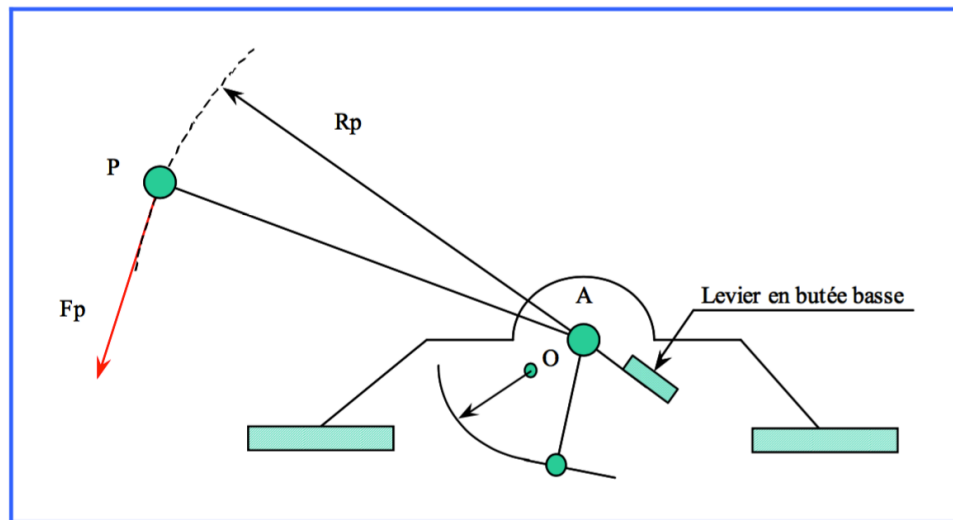


Fig. 4.28. Test nº 3 – Compresión en el punto inferior. CBB

III. Requerimientos

- Sujeto a esta carga de tracción $F_p = 600$ N, la palanca no debe de romperse, y el contacto del *lever arm* que permite esta parada en su posición inferior debe de mantenerse intacto.

4.2.4. Test 4: Compresión excepcional en la muesca del *ratchet*

I. Condiciones

- Se añadirá el pawl y ratchet al ensayo, y se llevará a cabo el ensayo con la palanca en 3 posiciones diferentes; en su posición máxima inferior, superior, y una zona intermedia.

II. Procedimiento

- Se aplicará una fuerza de compresión hacia abajo de 600 N en el punto P, como se ilustra en la siguiente figura.
- El numero mínimo de partes que componen la palanca para realizar el ensayo serán 4 componentes: *base plate*, *lever*, *pawl* y *ratchet*,.

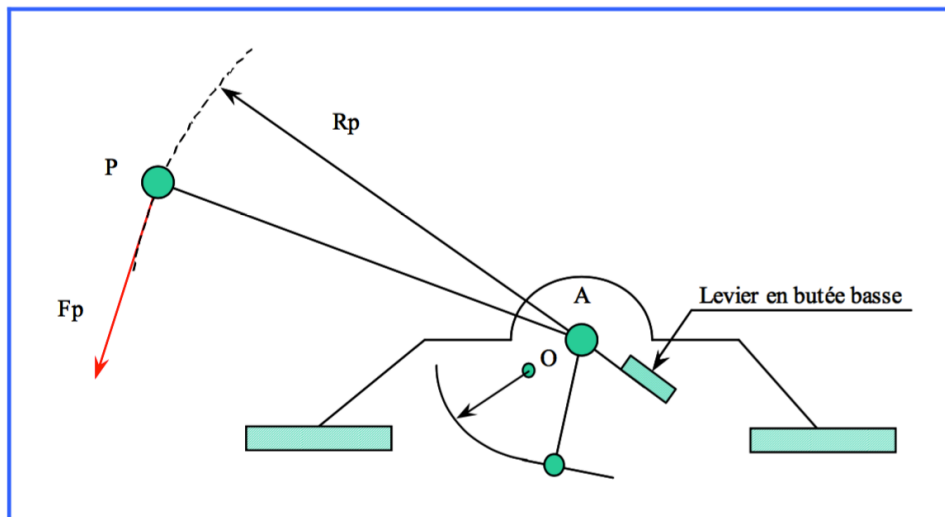


Fig. 4.29. Test nº4 – Compresión excepcional en la muesca del ratchet

III. Requerimientos

- Sujeto a esta carga de tracción $F_p = 600$ N, la palanca no debe de romperse, no debe de presentar deformaciones permanentes y el contacto entre dientes debe de mantenerse intacto, sin presentar desbloques inoportunos.
- Sólo se permitirá un desplazamiento máximo remanente en el punto de aplicación de la carga de 0.5 mm.

4.2.5. Test 5: Deformación propia de la palanca

I. Condiciones

- Los cables no deben de ser instalados.

II. Procedimiento

- Se aplicará una fuerza de tracción de 400 N en el punto P, como se ilustra en la siguiente figura.

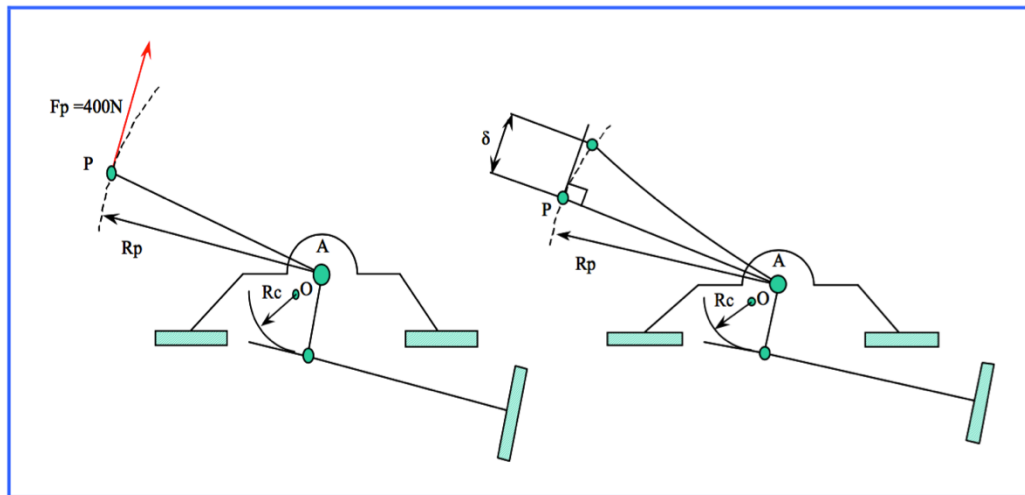


Fig. 4.30. Test nº 5 – Deformación propia de la palanca

III. Requerimientos

- Sujeto a esta carga de tracción $F_p = 400\text{ N}$, la palanca no debe de sufrir deformaciones elásticas superiores a 10 mm.
- Solamente es aceptado un desplazamiento máximo remanente de 0.3 mm. en el punto P, medurado de acuerdo a la tangente a la circunferencia que describe la palanca.

4.3. Solicitaciones horizontales

4.3.1. Test 6: palanca en posición inferior sometida a un pequeño esfuerzo.

I. Procedimiento

- El *lever* se encontrará en su posición inferior.
- Se llevarán a cabo dos ensayos, aplicando unas fuerzas laterales de 100 N en dirección Y+ y Y-.

II. Requerimientos

- Sujeto a estas fuerzas laterales en el punto P, el desplazamiento de este punto respecto al eje Y no debe de exceder los valores máximos considerados en la siguiente imagen, siendo el desplazamiento máximo permitido en dirección Y durante el ensayo de 7 mm.

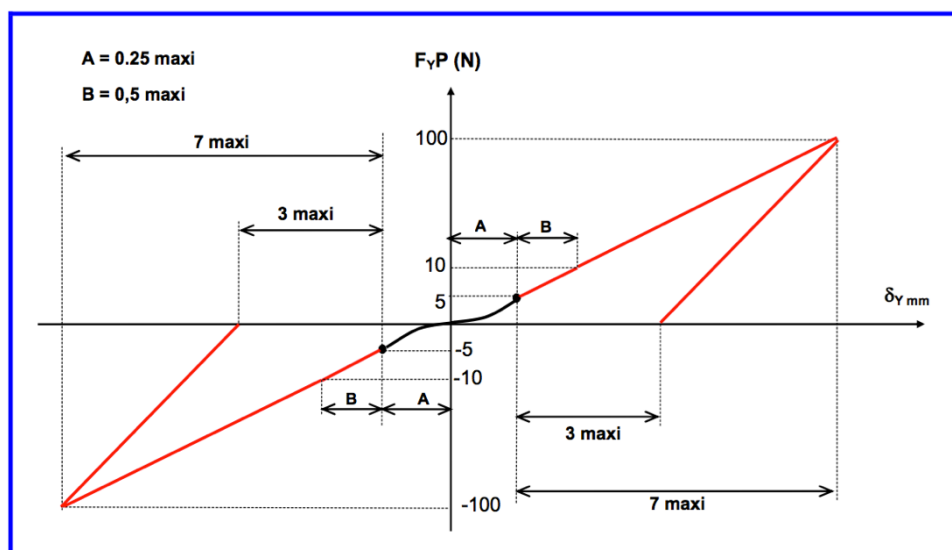


Fig. 4.31. Test nº 6 – Palanca en posición inferior sometida a un pequeño esfuerzo.

4.3.2. Test 7: palanca en posición inferior sometida a un esfuerzo elevado.

I. Procedimiento

- La palanca se encontrará a 20.5° de su posición inferior.
- Se llevarán a cabo dos ensayos, aplicando unas fuerzas laterales de 400 N en dirección Y+ y Y-.

II. Requerimientos

- Sujeto a estas fuerzas laterales en el punto P, el desplazamiento de este punto respecto al eje Y no debe de exceder los valores máximos considerados en la siguiente imagen.
- Durante la aplicación de esta carga, los dientes del pawl deben de reunir los requerimientos necesario para soportar la compresión a la que estarán sometidos.

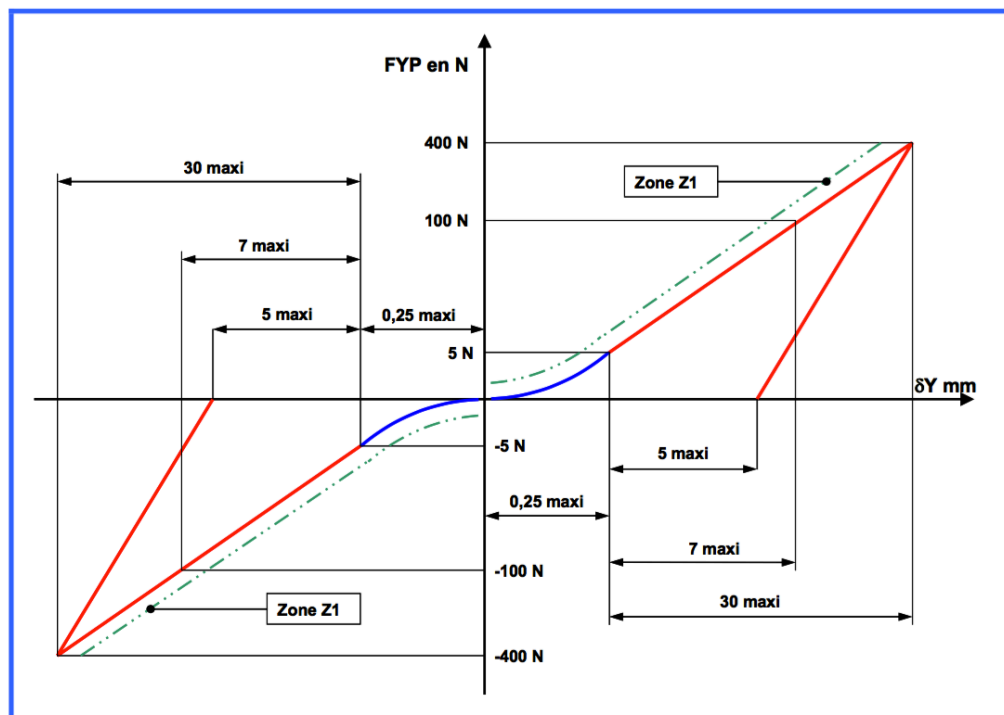


Fig. 4.32. Test nº 7 – Palanca en posición inferior sometida a un esfuerzo elevado.

5. Análisis MEF

5.1. Introducción

Como se ha citado en el punto 2.3.3, para todos los análisis llevados a cabo mediante Nastran, se ha utilizado la solución número 23: cálculos avanzados transitorios y no lineales. De esta forma, podremos asumir todas las no linealidades comentadas en este capítulo de explicación del método.

Por lo que se refiere a la malla, como también hemos comentado, en todos los análisis utilizaremos elementos tipo CTETRA (tetraedro lineal) de la librería de Femap. Dependiendo del componente a mallar y del análisis al que vaya dirigido, mallaremos con tamaños de malla que pueden variar de 0.1 a 3 mm. A continuación, en cada uno de los análisis se detallará el tamaño utilizado.

Para cada uno de los análisis se ha preparado un primer modelo con una malla bastante basta para poder obtener los puntos más críticos, y a partir de aquí realizar un refinamiento progresivo del mallado, de forma que consigamos un tamaño de malla en el cual la variación de los resultados sea mínima.

Hay que recalcar que, como hemos podido comprobar mediante el primer mallado más basto de 3 mm, tanto para el Test 1 como para el Test 2 las zonas críticas donde aparecen las tensiones máximas son comunes en los dos casos, añadiendo una segunda zona crítica en el Test 2. Por este motivo, se procederá a realizar el barrido de tamaño de malla con el test 2, y una vez obtengamos un valor estable, se utilizará esta malla para el Test 1.

5.2. Test 1: tracción excepcional

5.2.1. Mallado realizado

Aunque este test sea el primero de todos, como hemos comentado anteriormente, se ha utilizado el mallado óptimo conseguido con el Test 2 ya que ambos solicitan las mismas zonas de la palanca, añadiendo una zona extra en el segundo.

Como veremos en el siguiente punto, el mallado que nos permite obtener un resultado bastante bueno y estable dentro de la gran variación encontrada en el barrido, es el que presenta un tamaño de malla en las zonas críticas de 0.5 mm.

El base plate, al haberse comprobado que no presenta sollicitaciones muy elevadas en este ensayo, se ha mallado con un tamaño de malla de 1.5 mm, menos la zona de contacto con el tope posterior que se ha mallado con el mismo tamaño que el lever en esa zona para que la superficie de contacto sea igual.

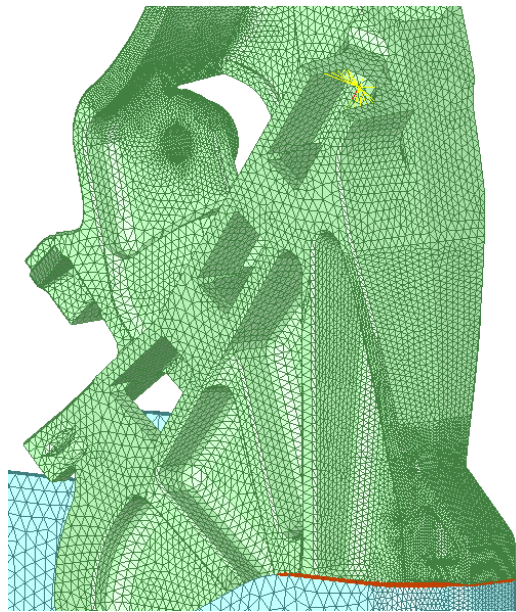


Fig. 5.33. Mallado utilizado en el Test 1

Además, se ha suprimido del conjunto el buje que une estas dos piezas. Para agilizar el análisis, en su lugar, se ha mallado un elemento tipo barra introduciéndole el mismo diámetro interior y exterior que el buje real, tal y como se muestra en la figura siguiente. Se ha decidido no mallar esta pieza porque en el modelo no está en contacto directo con el lever i la base, debido a que existe una pieza intermedia que podemos ver en los planos con el nombre de

“bushing”. Haciendo esta discretización conseguimos agilizar notablemente el tiempo de cálculo, ya que este es directamente proporcional al número de contactos definidos. Además, hay que subrayar que con elementos lineales, los contactos de elementos curvados como es el caso al tratarse de un cilindro nos puede producir una limitación del movimiento de la palanca en sentido vertical, falseando notablemente el resultado obtenido.

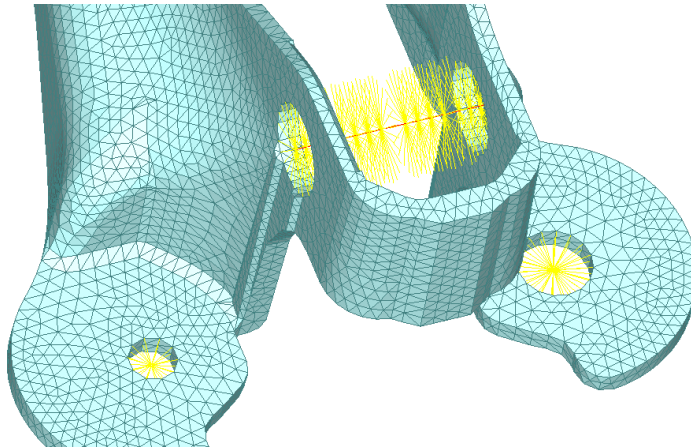
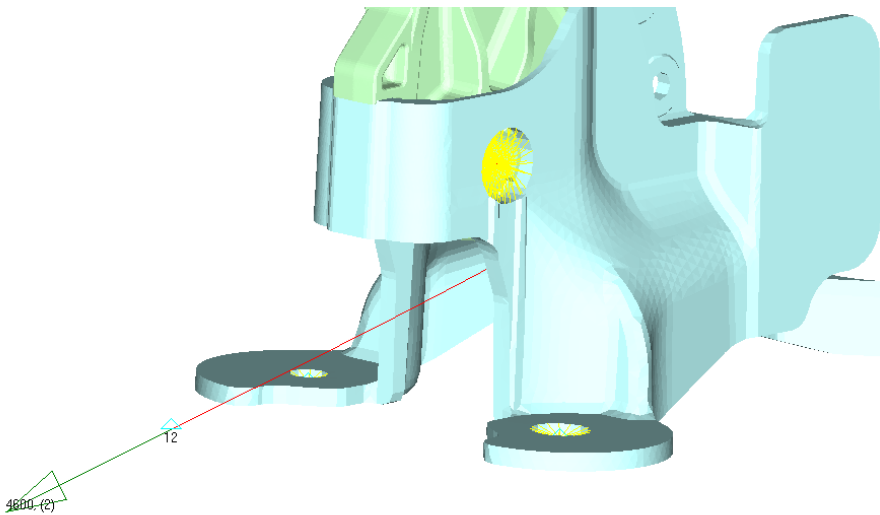


Fig. 5.34. Elemento barra de unión Base Plate – Lever

Para la realización de este test, también será necesaria la instalación del cable primario. Este se ha modelado como un elemento tipo “Bar” donde se le introduce un radio de 2 mm.



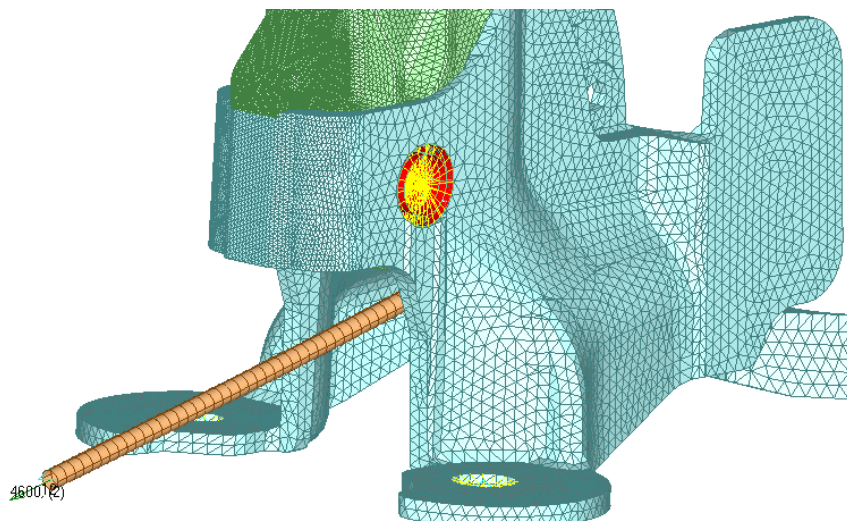


Fig. 5.35. Cable mallado

La unión de este cable al lever se ha realizado mediante elementos tipo GAP como vemos en morado en la siguiente figura, en los cuales se ha introducido una rigidez muy elevada, para simular que el cable está totalmente pegado al lever según la posición del CAD inicial.

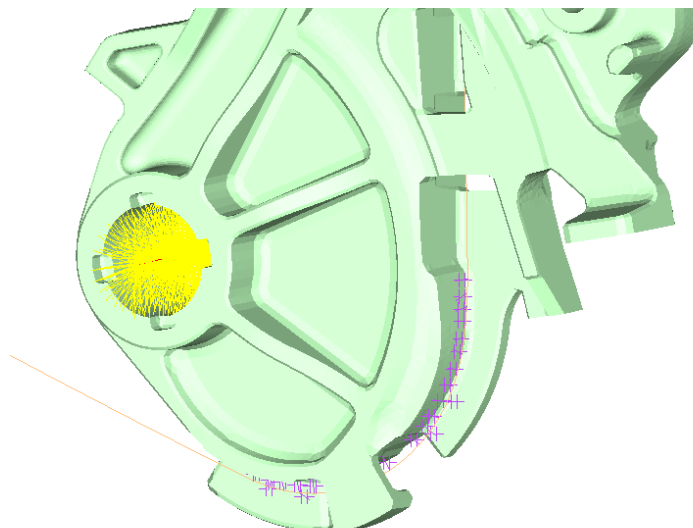


Fig. 5.36. Elemento tipo GAP

5.2.2. Condiciones de contorno

Son principalmente 3 fijaciones en la base, restringiendo los 6 grados de libertad. De esta forma simulamos los 3 pernos que unen la palanca de freno al resto del vehículo.

5.2.3. Condiciones de carga

Tal y como se ha comentado en el capítulo anterior, para la realización de este test se colocará una fuerza en P tangente al movimiento rotacional de la palanca de 600 N. Para la realización del análisis, se ha dividido esta carga en dos, para que así la palanca trabaje de manera más simétrica, estando los dos punto a la misma distancia del centro de rotación de la palanca, cuya definición se puede ver en los planos.

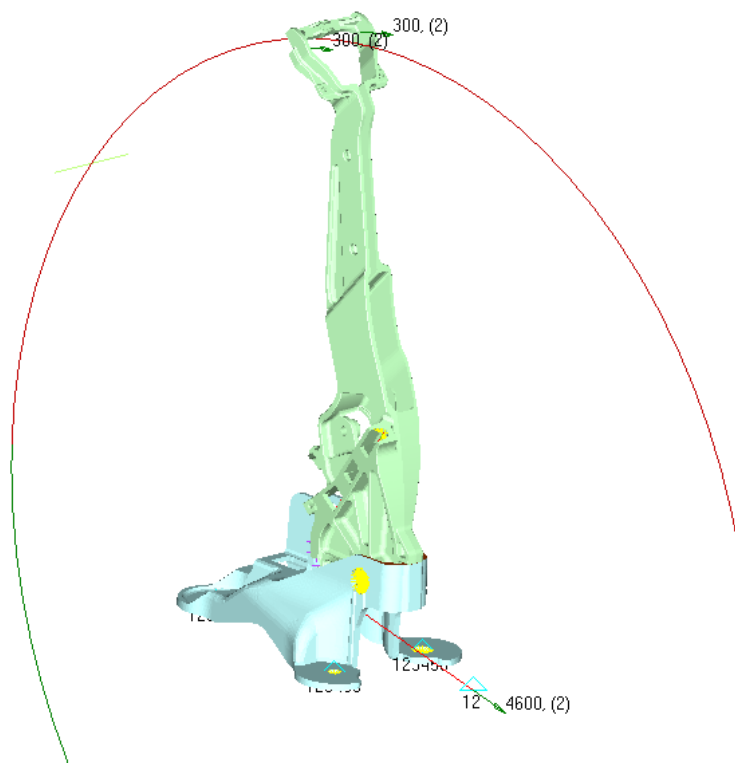


Fig. 5.37. Test 1 – Condiciones de carga

En el cable primario se ha introducido una fuerza de 4600 N, correspondiente a la carga que realiza el sistema de frenado en la situación más desfavorable, cuando la palanca se encuentra en la posición más elevada (44° de su posición inicial).

Dentro de la hoja de especificaciones del cliente, encontramos un gráfico donde se indica la

carga que debe realizar el cable en función de la carrera del mismo:

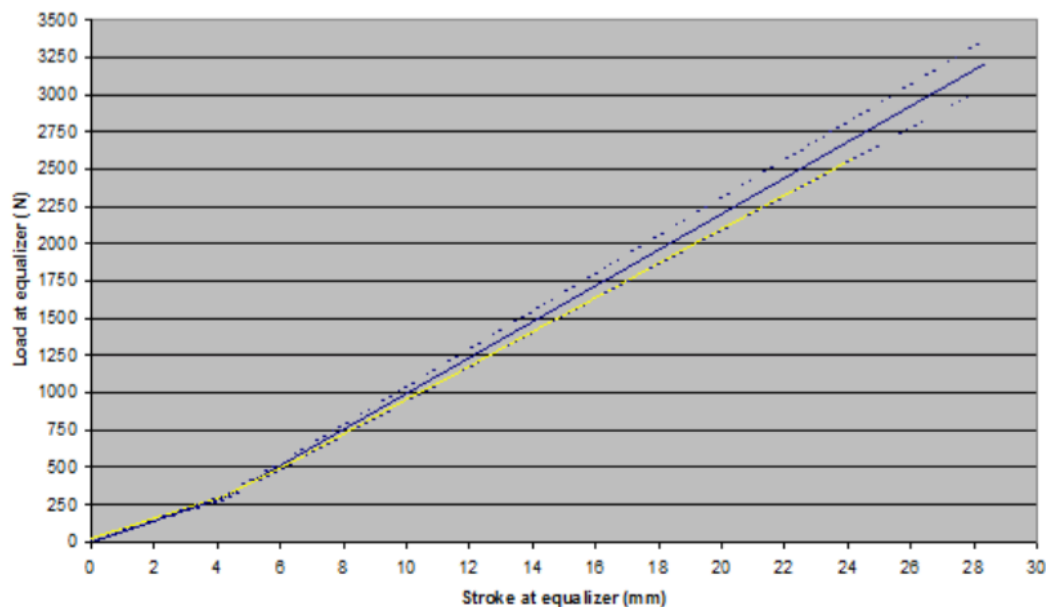


Fig. 5.38. Test 1 – Fuerza del cable primario en función de la carrera del mismo cable según la posición de la palanca.

5.2.4. Características de los materiales

Tanto el *base plate* como el *lever arm* son de Aluminio EN-AC47100. El buje que une las dos piezas es del mismo aluminio. Este se ha introducido en el Femap como un material bilineal, con un módulo elástico de 200.000 MPa y un límite de rotura de 240 MPa con una deformación máxima del 1%. Toda la información relativa a él, la podemos encontrar en la hoja técnica de la marca comercial utilizada, disponible en el anexo. La curva bilineal introducida es la siguiente:

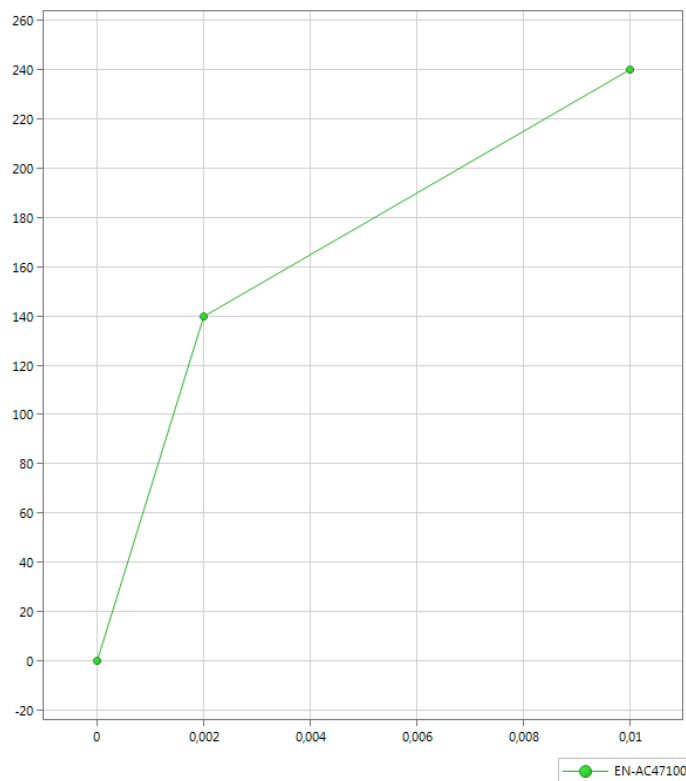


Fig. 5.39. Curva $\sigma - \epsilon$ del Aluminio EN-AC47100

El cable se ha modelado de acero, como material lineal con un módulo elástico de 200,000 MPa.

5.2.5. Resultados y análisis

Para la realización del ensayo, se realizaron un total de 20 pasos, con un incremento máximo entre pasos de 0.05 segundos.

Al ser el primer análisis de la validación, se realizó un segundo análisis para ver como afectaba al resultado la variación del número de pasos y su incremento. En este segundo, se colocaron 40 pasos con un incremento de 0.025 segundos. Se pudo corroborar que los resultados obtenidos son exactamente iguales, por lo que utilizaremos 20 pasos para todos los ensayos posteriores.

Una vez realizados los análisis, podemos ver tanto la región donde encontraremos la tensión máxima en el punto de máxima carga, como la deformación permanente que presentará la palanca después del ensayo, ya que como hemos comentado en capítulos anteriores, se trata de un análisis transitorio no lineal. Para todos los reportes posteriores, siempre que hablemos

de tensión máxima, nos referiremos a la tensión máxima de Von Misses ya que nos permite obtener un promedio de las 3 direcciones principales. El resultado del ensamblaje completo es el siguiente:

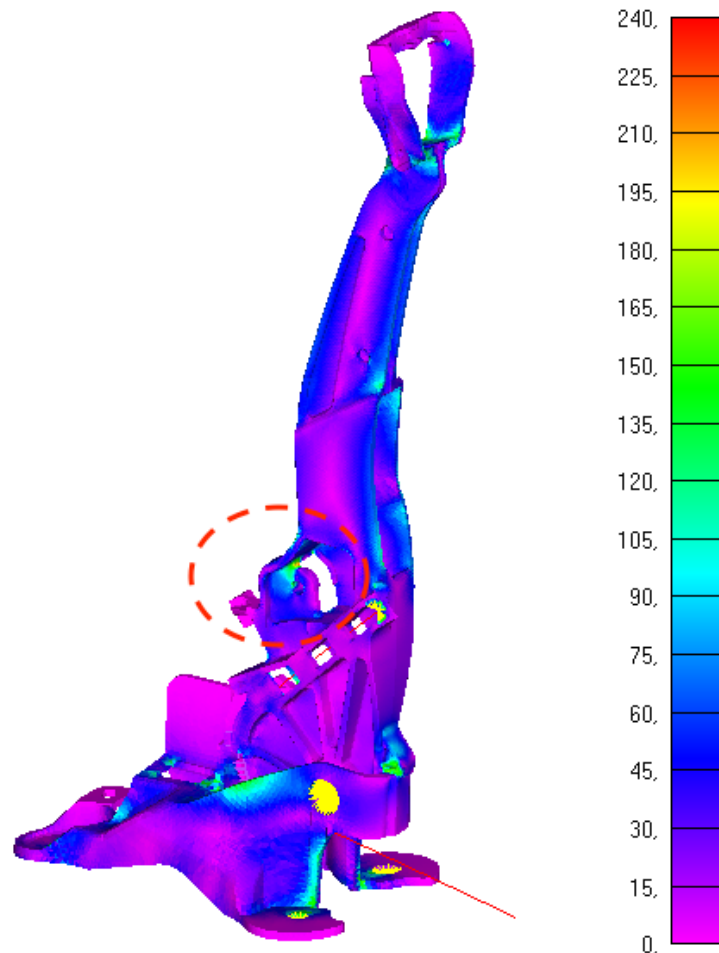


Fig. 5.40. Tensiones de VM (resultado global, MPa) – Test 1

La tensión máxima de Von Misses a la que se ve solicitada la palanca con el primer ensayo de 20 pasos es de 273 MPa. La zona donde aparece esta tensión es el radio interior de la propia palanca, señalado en la figura anterior con un círculo rojo.

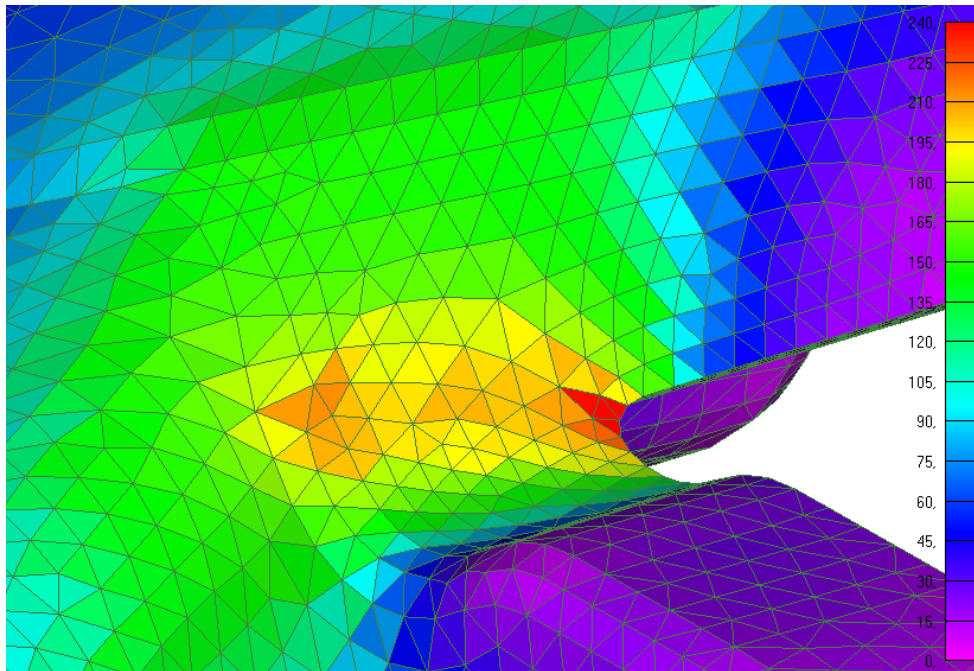


Fig. 5.41. Tensión de VM máxima en el radio interior (MPa) – Test 1

Como vemos en la figura anterior, la tensión máxima la encontramos en 4 elementos de la zona más interna del radio. En el anexo podremos encontrar un conjunto de figuras donde podremos ver de forma más general la distribución de las tensiones a lo largo de la palanca.

Con el valor de tensión obtenido, y viendo que la distribución de la misma a lo largo de los elementos del radio es lo suficientemente progresiva, podemos confirmar que se tratará de una zona bastante delicada en este ensayo y que es donde deberemos de centrar toda nuestra atención. Viendo el valor obtenido, será interesante aumentar al máximo posible este radio para evitar la aparición de grietas en esta zona y a la vez, será de especial importancia la realización del ensayo real para ver si con el material real la palanca se deforma más disminuyendo así la tensión máxima. Como vemos, el número de elementos con una tensión superior al límite de rotura del material son solamente 5, por lo que no se puede confirmar que exista una grieta segura.

5.3. Test 2: Tracción en el punto superior. TBH

5.3.1. Mallado realizado

Como comentamos en el punto 5.2.1, en este primer ensayo del Test 2 se ha llevado a cabo el barrido de los distintos tamaños de malla.

En primer lugar, y para conocer las zonas críticas, se ha analizado el conjunto palanca mallando tanto el lever como la base con elementos de 3 mm.

Una vez llevado a cabo, se ha observado que las zonas crítica para este ensayo es el radio interior que vemos en la siguiente ilustración y la zona posterior del tope que está en contacto con el base plate. En este caso, no se ha modelado el cable, tal y como esta establecido en las especificaciones.

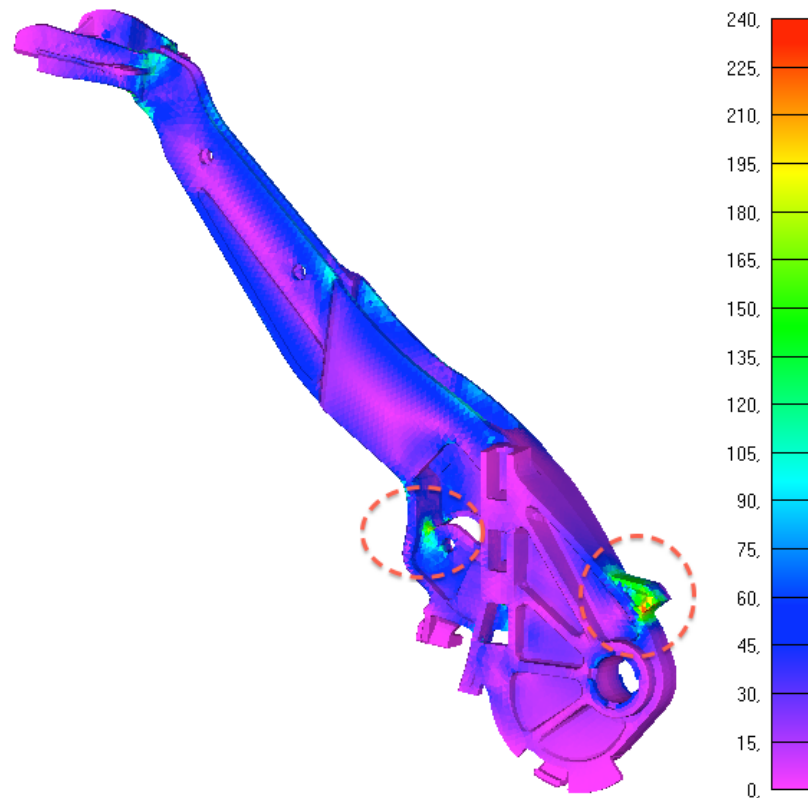


Fig. 5.42. Zonas críticas con el mallado inicial para el TEST 2

Para estas condiciones de carga, existen dos zonas críticas señaladas en la figura anterior: el contacto posterior con el tope, y el radio interior que ya nos apareció como crítico en el ensayo anterior.

Como ya conocemos cuales son las zonas principales que deberemos de refinar, se llevará a cabo un plan de refinamiento progresivo hasta poder obtener un resultado bastante estable.

Empezaremos por refinar la malla disminuyendo el tamaño del elemento a 2mm. Como podemos observar, la tensión máxima de Von Misses que aparece en una de las zonas críticas como es el tope trasero, ha pasado de 220 MPa a 250 MPa. Por este motivo, es necesario continuar refinando la malla hasta conseguir una variación mucho más pequeña, preferiblemente nula.

Al ver que con la reducción de la malla, la tensión máxima varia sin una tendencia clara, se ha realizado un refinamiento de las zonas criticas hasta un tamaño de alrededor de 0.5 mm. Con esto podemos obtener un interesante gráfico que nos puede ayudar a decidir qué tamaño de malla debemos de utilizar. En este primer ensayo, el gráfico de la tensión máxima obtenida en función del tamaño del elemento es el siguiente:

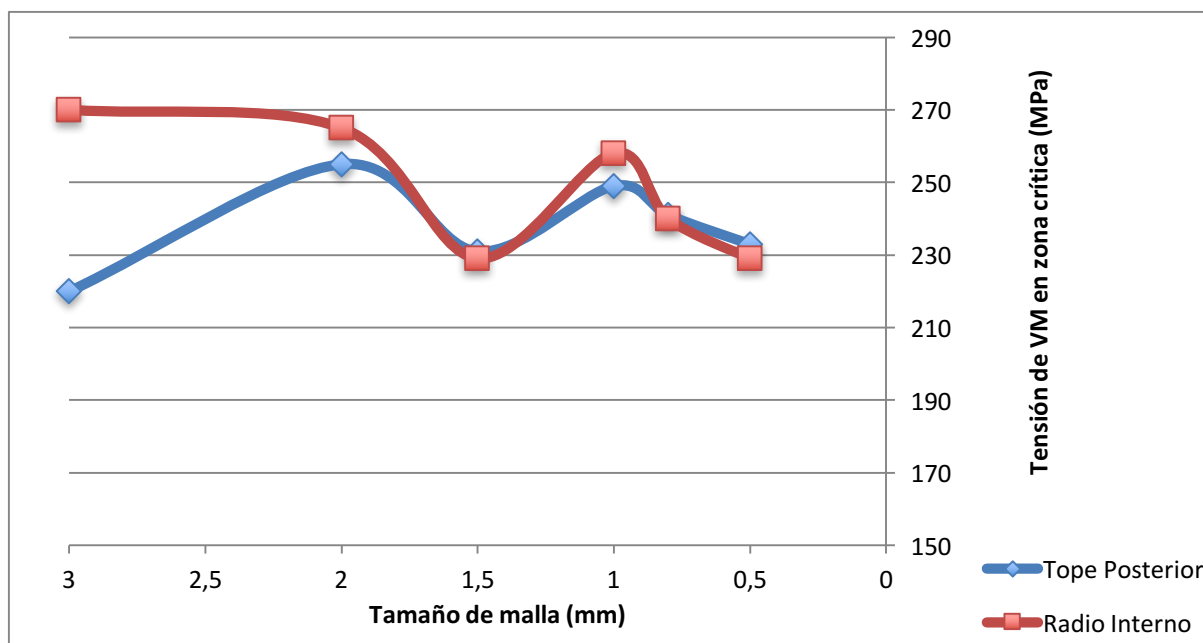


Fig. 5.43. Evolución de la tensión en función del tamaño de malla – Test 2

Como vemos que los valores de tensiones obtenidos con la malla de tamaño 0.5 mm ya son bastante estables dentro de la gran variación encontrada, utilizaremos esta última malla para el test anterior y los siguientes donde corroboraremos que las zonas críticas son las mismas.

En este caso, al igual que en el test anterior, como se indica en las especificaciones, los componentes a analizar deberán de ser mínimo 3. Para este análisis suprimiremos el cable, ya que, como no debe de existir ninguna fuerza de tracción en este, no realiza ninguna función en el ensayo. Por lo tanto tendremos solamente 3 componentes: el *lever*, el *base plate* y el buje de unión entre los dos.

5.3.2. Condiciones de contorno

Serán las mismas 3 fijaciones de la base, que simulan los 3 pernos, restringiendo los 6 grados de libertad. En este ensayo, como hemos indicado en las especificaciones, la posición inicial de la palanca será la más elevada posible, como vemos en la siguiente ilustración, haciendo contacto con su tope posterior con el *base plate*.

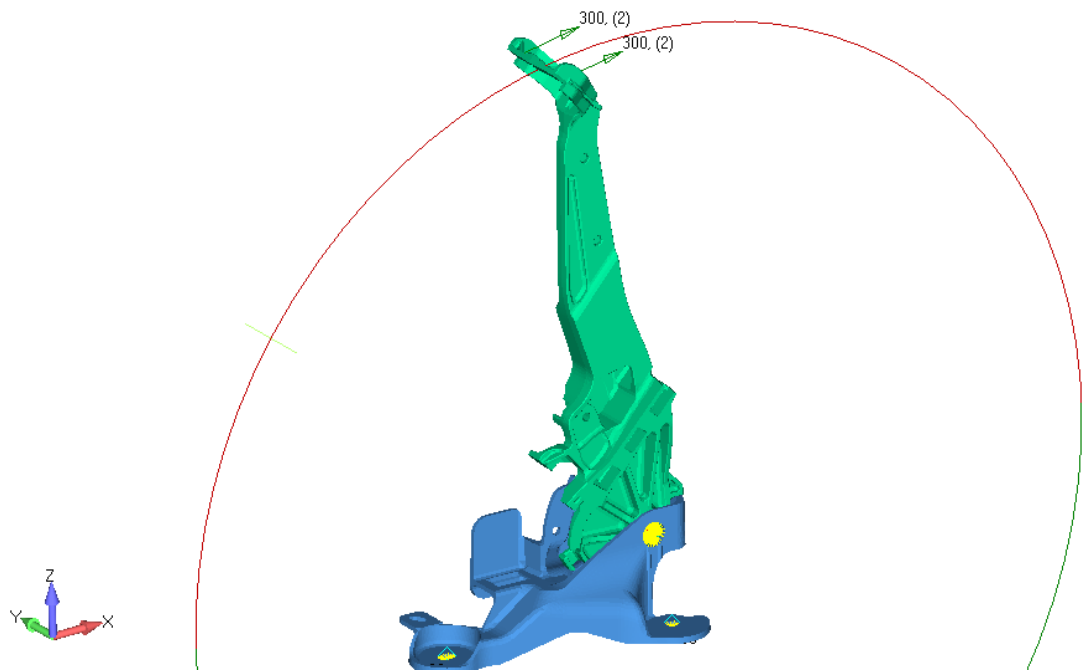


Fig. 5.44. Posición inicial Test 2

5.3.3. Condiciones de carga

Se colocará una fuerza vertical hacia arriba en el punto P de 600 N, teniendo en cuenta que la dirección de esta fuerza debe de ser tangente al arco que describe el movimiento de la palanca.

5.3.4. Características de los materiales

Como en todos los casos anteriores, tanto el *base plate* como el *lever arm* son de Aluminio EN-AC47100. El buje que une las dos piezas es de Aluminio AW-6082.

5.3.5. Resultados y análisis

Para la realización del ensayo, se realizaron un total de 20 pasos, con un incremento máximo entre pasos de 0.05 segundos. Una vez obtenidos los resultados, vemos que la zona donde nos aparece la máxima tensión es en el contacto entre el *lever* y el *base plate*.

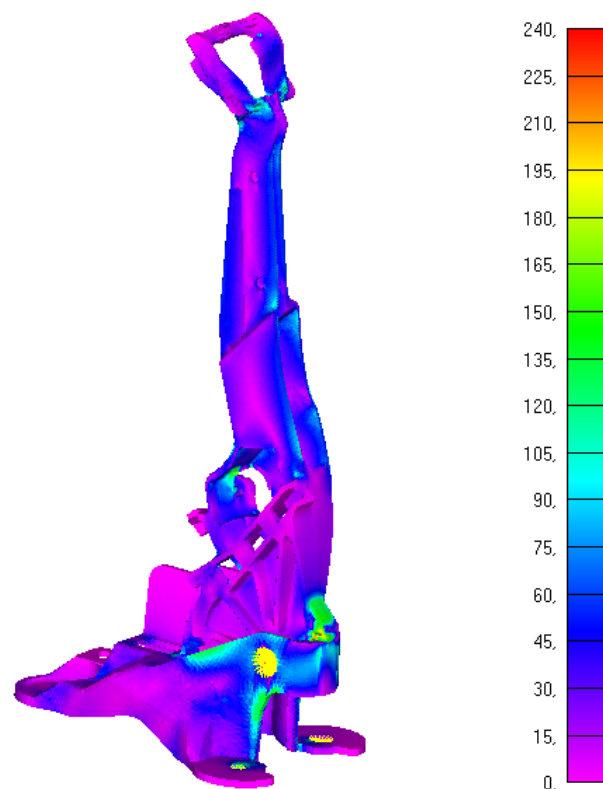


Fig. 5.45. Resultado general Test 2

Si analizamos por separado los dos componentes, podemos ver que el que presenta una tensión más elevada es el *lever*, donde será importante realizar un examen exhaustivo de su zona crítica.

Centrándonos en el tope posterior que nos aparece como el más crítico, si miramos las tensiones de Von Mises en la escala colocada a la tensión de rotura a tracción del componente, vemos que existe una zona donde obtenemos una tensión de Von Mises con un valor cercano al máximo del aluminio de 240 MPa.

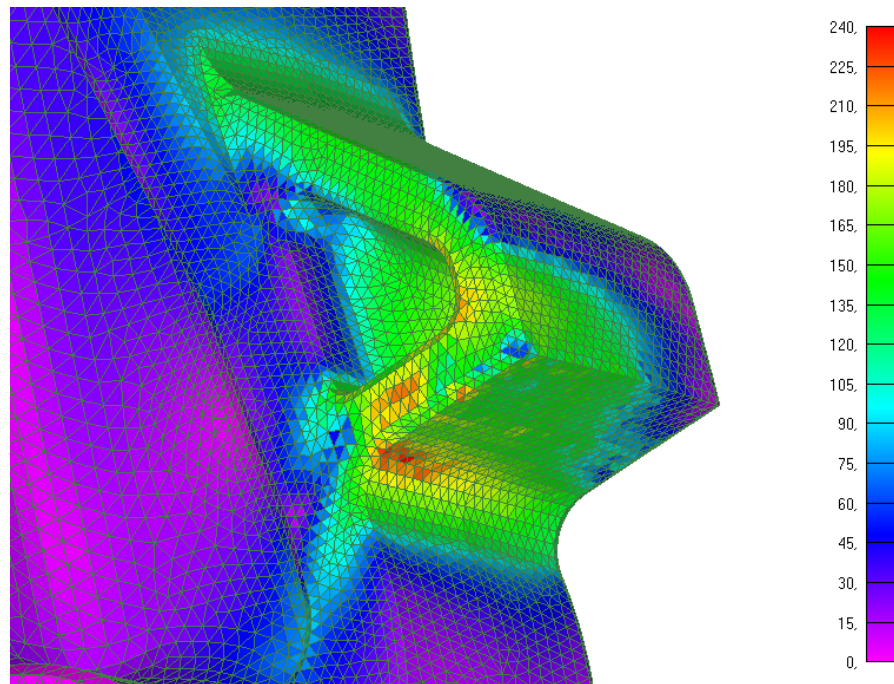


Fig. 5.46. Tensión de Von Mises en la zona crítica – Test 2

Observando solamente esta imagen podríamos decir que el *lever* puede tener tendencia a presentar una grieta en esta zona. Pero si observamos solamente las tensiones principales para intentar esclarecer que parte trabaja a compresión y cual a tracción, vemos que la zona más crítica que veíamos en la figura anterior en la cara plana del tope, trabaja principalmente a compresión. Si nos centramos en la zona del radio que será donde trabaje principalmente a tracción, vemos que la tensión máxima es de 233 MPa, un valor bastante cerca del límite a rotura.

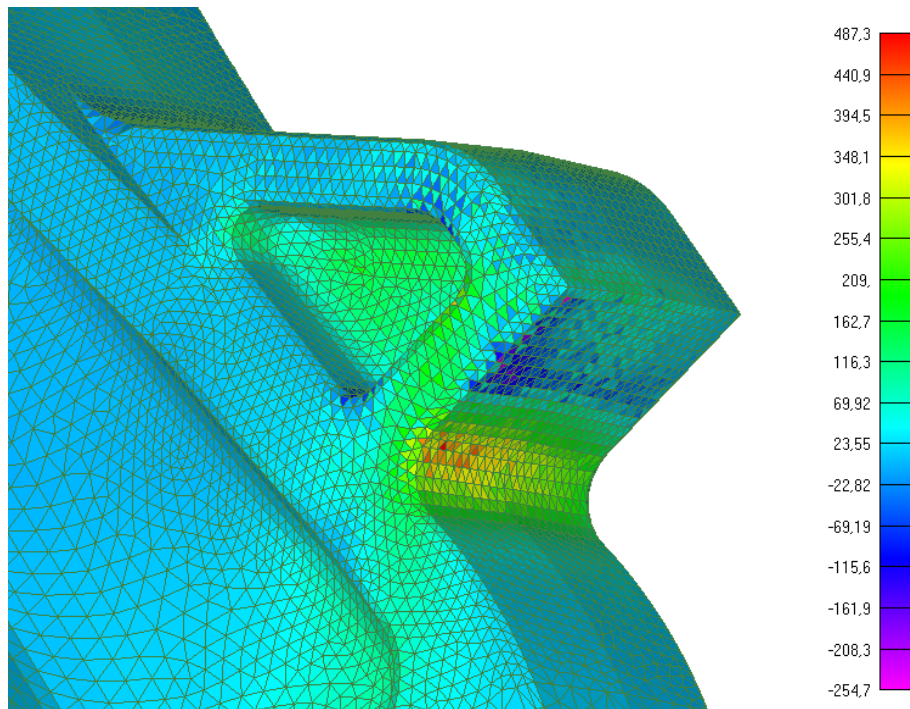


Fig. 5.47. Tensiones máximas principales – Test 2

Por lo que se refiere a la base de la palanca estamos muy lejos de los valores límites de rotura del aluminio, por lo que no será analizada en detalle.

En las especificaciones del cliente, el único requerimiento es que la palanca no debe de romperse, y el contacto del *lever arm* debe de mantenerse funcional. Observando los resultados anteriores vemos que la palanca obtiene una calificación de apto, pero con un valor muy cercano al límite. Hay que recalcar que, como hemos podido observar en las imágenes anteriores de los resultados, y como se ha comentado, los elementos que presentan una tensión de rotura superior a la del aluminio son muy escasos, por lo que no se podrá asegurar en ningún caso la rotura de la palanca.

Nos encontramos en una zona muy crítica, por lo que será interesante ver como se comportará en el test real que veremos en los siguientes capítulos.

5.4. Test 3: Compresión en el punto inferior. CBB

5.4.1. Mallado realizado y condiciones de contorno

Como se trata de un test donde la posición de la palanca ya no se asemeja a la del anterior, ni se aplican las mismas solicitaciones, se ha vuelto a realizar un barrido con distintos tamaños de malla. Al igual que en los casos anteriores, se ha realizado un primer análisis con una malla bastante basta de 3 mm.

Como veremos a continuación en los resultados, las zonas críticas que nos aparecerán en el lever serán, el mismo radio interior que en los test anteriores, y además la nueva zona de contacto con la base.

Por este motivo, se ha remallado la zona que ahora está en contacto con la base, y también se ha realizado un barrido nuevo con ésta.

Si observamos la variación de la tensión máxima en el lever y en la base, vemos que encontramos unos valores bastante estables a partir de un tamaño de 0.5 mm, por lo que utilizaremos el mismo lever utilizado en los análisis anteriores y una base mallada en sus zonas críticas con elementos de tamaño 0.5 mm.

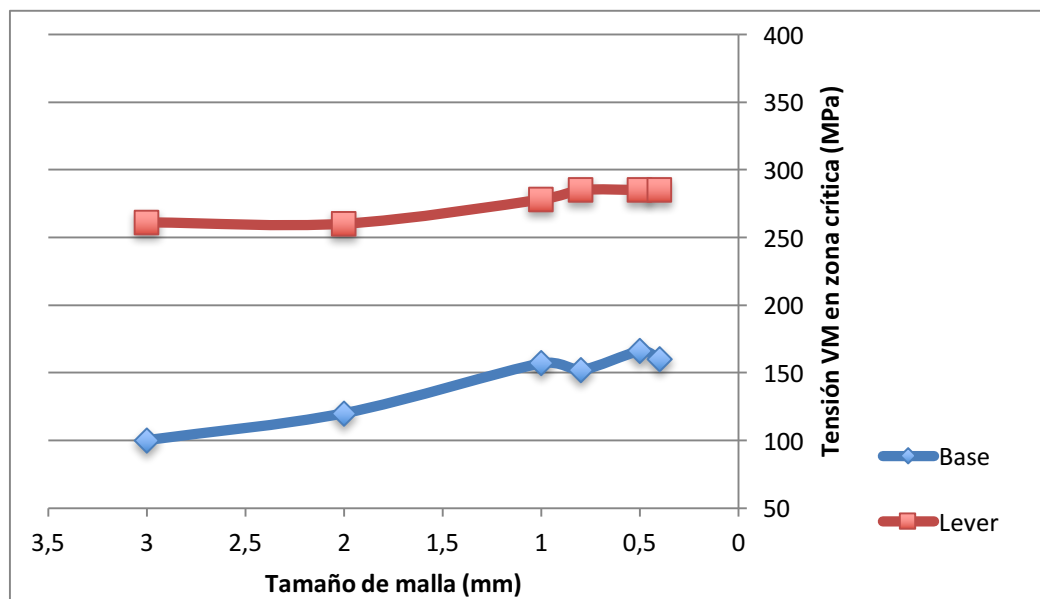


Fig. 5.48. Evolución de la tensión máxima en el lever en función del tamaño de malla – Test 3

Por lo que respecta a la base, la zona crítica se encuentra en la siguiente zona señalada mediante un círculo, y la cual también se ha llegado a mallar con elementos de 0.4 mm:

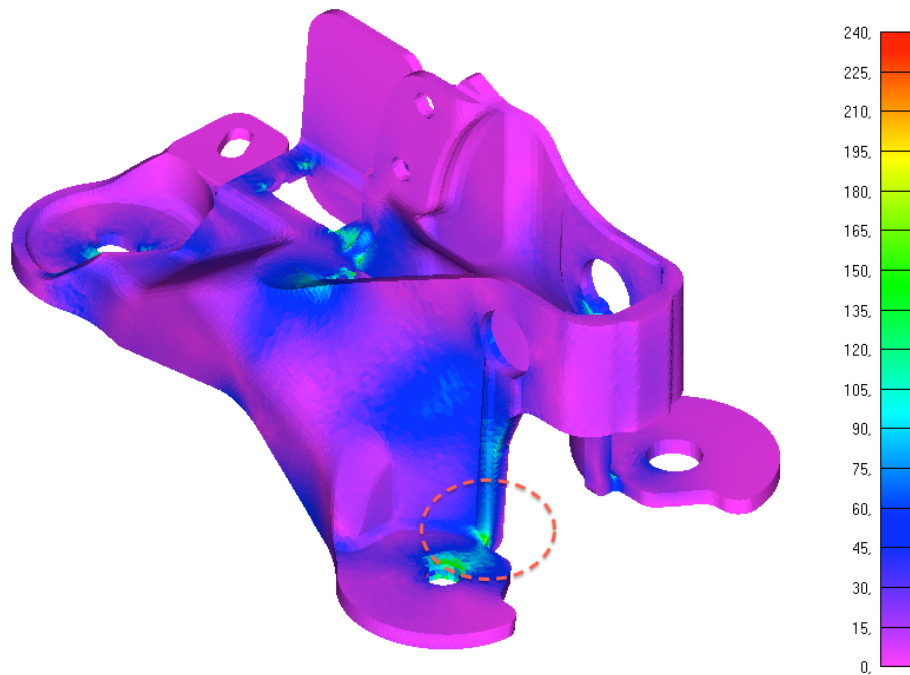


Fig. 5.49. Zona crítica de la base – Test 3

5.4.2. Condiciones de carga

Se establecerá una carga de 600 N en el punto P en la dirección tangente a la curva que describe la palanca, al igual que los ensayos anteriores, pero en este caso en sentido hacia abajo, permitiendo que la palanca esté en contacto con la base.

5.4.3. Características de los materiales

Como en todos los casos anteriores, tanto el *base plate* como el *lever arm* son de Aluminio EN-AC47100. El buje que une las dos piezas es de Aluminio AW-6082.

5.4.4. Resultados y análisis

Para la realización del ensayo, al igual que en los casos anteriores, se realizaron un total de 20 pasos, con un incremento máximo entre pasos de 0.05 segundos. Por lo que respecta el lever, y como habíamos comentado encontramos su tensión máxima en la zona del radio interior:

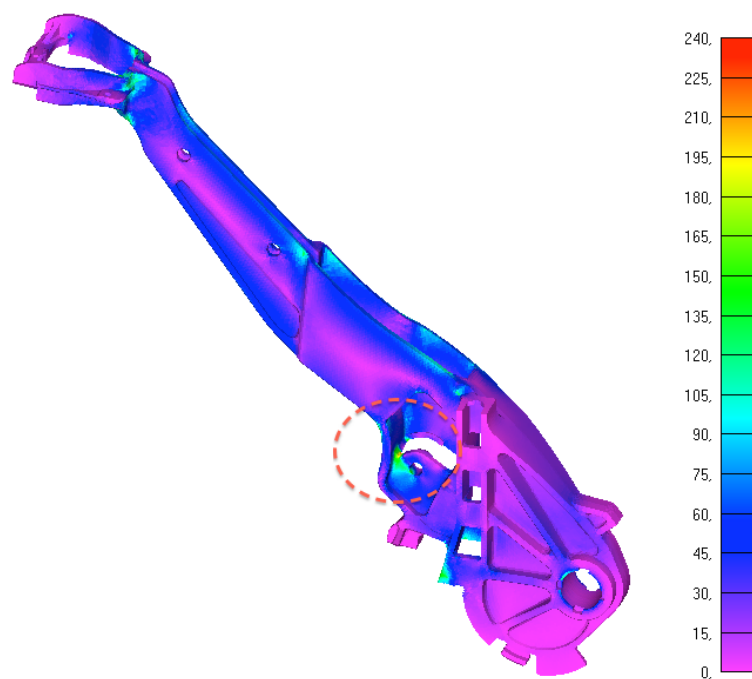


Fig. 5.50. Tensión de Von Misses Lever– Test 4

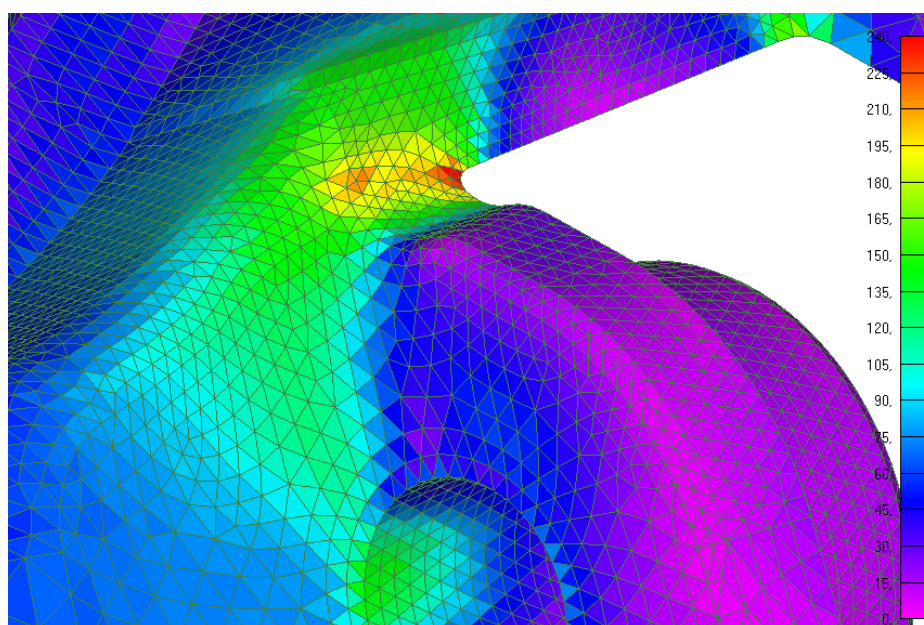


Fig. 5.51. Radio interior del Lever– Test 3

Como podemos ver en este radio interior, nos aparecen varios elementos que presentan tensiones superiores a los 240 MPa, en concreto llegan a los 270 MPa. Además la transición de tensión a lo largo de la malla es bastante progresiva en comparación con el primer Test, indicando que la tensión puede ser muy relevante. Es por eso, que esta zona se deberá de tener en cuenta y ver en detalle cuando se realizan los test físicos, ya que según los resultados obtenidos mediante elementos finitos vemos que hay grandes posibilidades de que aparezca un inicio de grieta por esta zona.

En la parte de la base, la situación es muy distinta; la tensión máxima obtenida es de 166 MPa en la zona inferior que habíamos indicado en el punto de mallado.

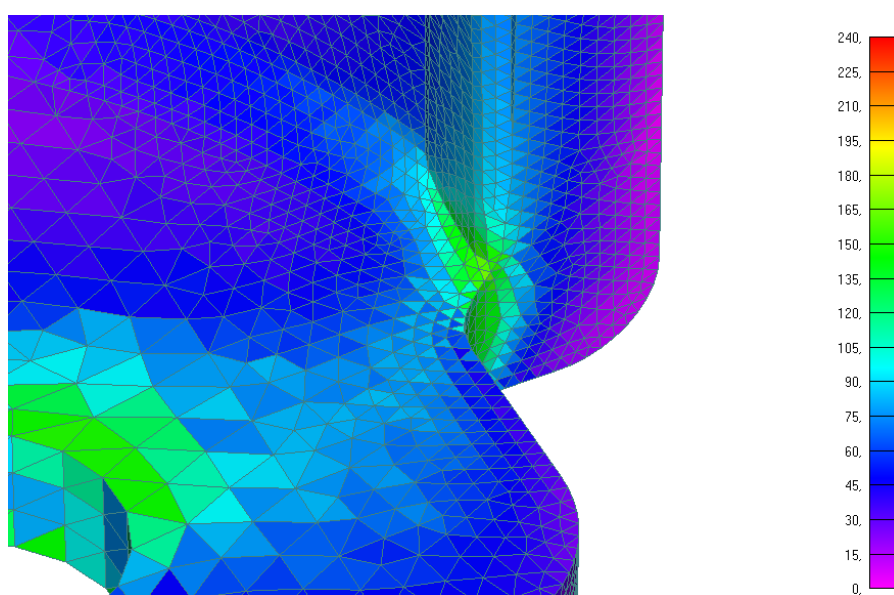


Fig. 5.52. Tensión máxima en la base (MPa) – Test 3

Esta tensión de Von Misses, en ningún momento llega a la de rotura del aluminio, por lo que no presentará ninguna grieta y la base seguirá siendo funcional. Hay que recalcar, que la tensión máxima que aparece en la figura anterior es principalmente a compresión, por lo que aún reducimos más las posibilidades de rotura. Podemos ver una ilustración con las tensiones principales de estas zona en el anexo.

5.5. Test 4: Compresión excepcional en la muesca del ratchet

5.5.1. Mallado realizado y condiciones de contorno

Se mantendrá el mismo mallado utilizado en el test 2 para el *lever* y la base, ya que la sollicitación está aplicada en el mismo punto, dirección y sentido y las zonas críticas de la base y el lever coinciden.

Para este análisis, como ya se indicaba en las especificaciones mostradas en el capítulo anterior, se necesitará mallar una cuarta, quinta y sexta pieza, como son el *ratchet*, el *pawl* y los pernos que unen las mismas: *pawl-lever* y *ratchet-base*. En este caso el cable no ha sido modelado.

Al añadir estas dos nuevas piezas, se tendrá que volver a llevar a cabo una disminución progresiva de la malla en la zona de mayor tensión de estas dos nuevas piezas.. Hay que recalcar que, como los pernos de unión con el lever son de acero, podemos simplificar el modelo mallando los mismos como elemento tipo bar y uniéndolos al lever con elementos rígidos.

En este caso, y como era de esperar, con un primer mallado bastante grueso hemos visto que la zona crítica aparece en los dientes del *pawl* y del *ratchet* que están en contacto. Además, y como en los casos anteriores, el radio interior del lever también se ve cargado.

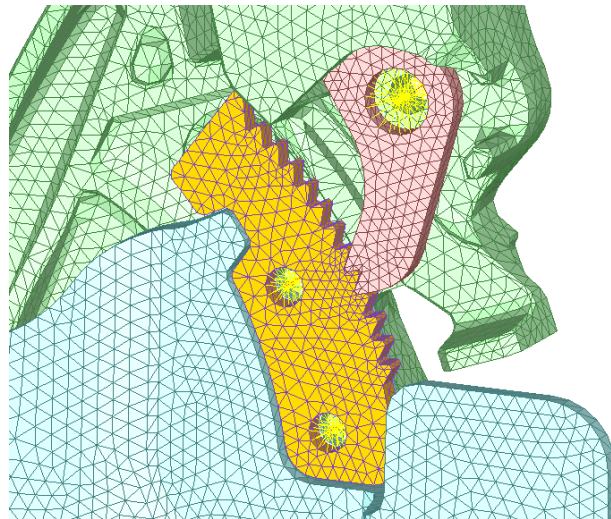


Fig. 5.53. Mallado grueso inicial – Test 4

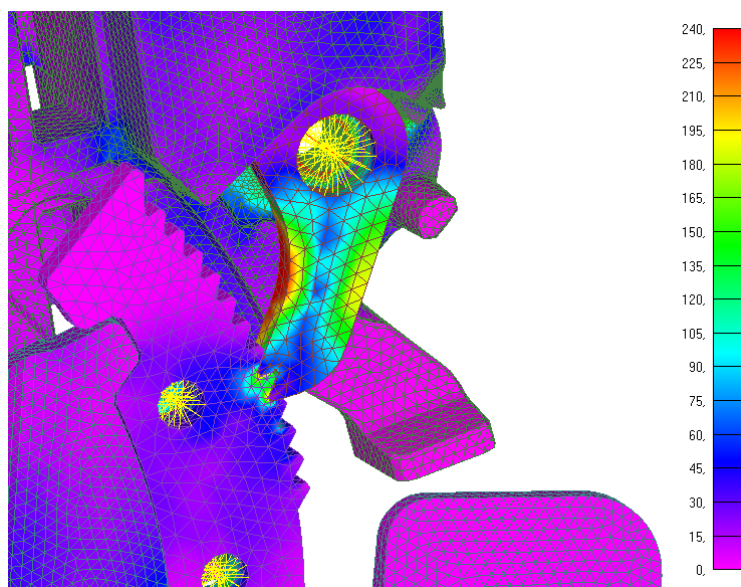


Fig. 5.54. Zonas crítica Pawl - Ratchet – Test 4

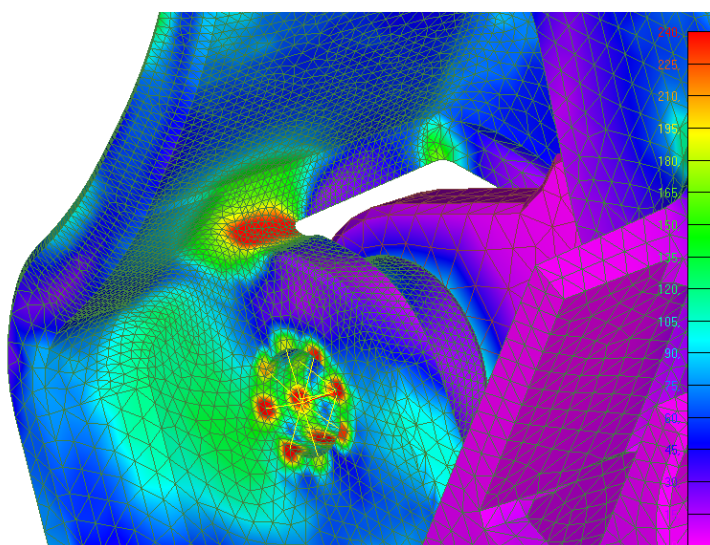


Fig. 5.55. Zonas crítica Lever – Test 4

La tensión máxima en función del tamaño de malla analizado la podemos ver en la siguiente gráfica. Tanto en el Pawl como en el Ratchet, la tensión máxima a tracción aparece en la zona del radio que une cada diente. El lever utilizado, y como ya hemos comentado, no variaremos su tamaño de malla y utilizaremos el mismo del Test 2, al presentar las mismas zonas críticas y una sollicitación en la misma dirección que los casos anteriores.

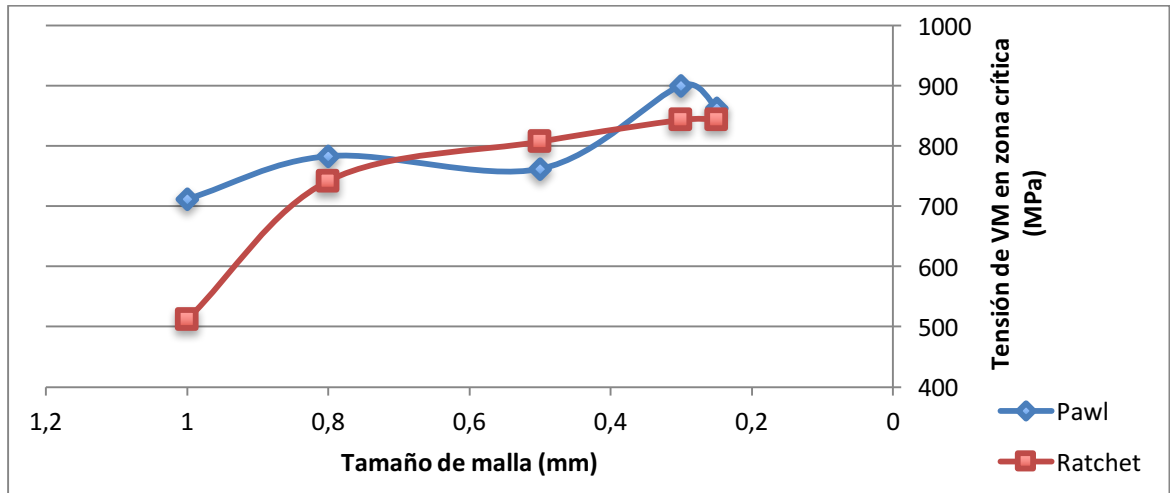


Fig. 5.56. Evolución de la tensión en función del tamaño de malla – Test 4

Una vez llegamos a un tamaño de malla de 0.3 mm tanto en el pawl como en el ratchet, el resultado tiende a estabilizarse. Por este motivo, se utilizará la malla de 0.3 mm para realizar el test en cuestión. En este caso las tensiones máximas se han ido estabilizando de manera progresiva.

5.5.2. Condiciones de carga

Se establecerá una carga de 600 N en el punto P, en la dirección tangente a la curva que describe la palanca en sentido hacia abajo. Nos aseguraremos que los dientes del *pawl* y *ratchet* estén inicialmente en contacto o a una distancia muy reducida, para facilitar que en los primeros pasos ya exista contacto.

5.5.3. Características de los materiales

Las tres piezas nuevas presentan las siguientes características:

El pawl y el ratchet son de acero C22E, el cual presenta una tensión de rotura entre 500 y 600 MPa, como podemos ver en la hoja técnica del anexo.

Para poder utilizar este material en el pawl y el ratchet, Ficosa les realiza un postratamiento con templado y revenido que permite aumentar su tensión de rotura de 600 a 2000 Mpa.

El perno de unión entre piezas está diseñado de acero, con un revestimiento posterior para evitar una posible corrosión galvánica al estar en contacto con la palanca o la base que son de aluminio.

5.5.4. Resultados y análisis

Para la realización del ensayo, al igual que en los casos anteriores, se realizaron un total de 20 pasos, con un incremento máximo entre pasos de 0.05 segundos. Si el propio programa Nastran, al realizar un paso de 0.05 segundos no llega a una condición de equilibrio, irá reduciendo el valor de este incremento hasta alcanzar un resultado. La tensión de Von Mises máxima encontrada en el Pawl es de 900 MPa y en el ratchet de 843 MPa.

Teniendo en cuenta que estos dos componentes pueden llegar a soportar tensiones mayores de 2000 MPa, podemos ver que en estos no aparece ninguna grieta y que su coeficiente de seguridad está cercano a 2, punto clave, ya que estas dos piezas deben de ser capaces de soportar todo el peso del vehículo entre sus pequeños dientes.

Viendo los resultado en imágenes, y en primer lugar el obtenido con el pawl:

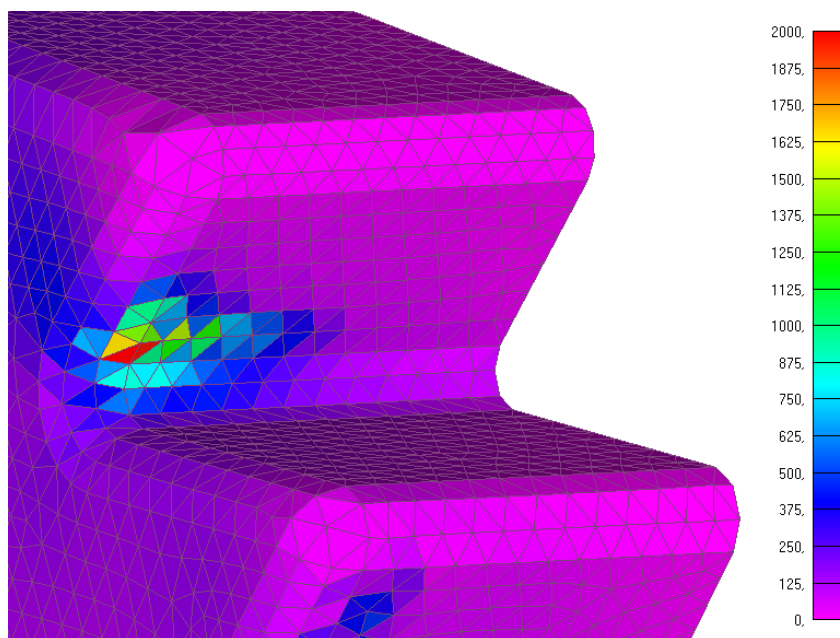


Fig. 5.57. Tensión de Von Misses Pawl – Test 4

Claramente podemos observar que solamente tenemos dos elementos con un valor de tensión cercano al límite del material y los cuales están trabajando puramente a compresión como se ha visto con la tensiones principales. Todas estas imágenes las podemos encontrar en el anexo del presente documento. El resto de elementos que trabajan a tracción, como hemos comentado tienen una tensión máxima de 900 MPa.

Por lo que se refiere al Ratchet, los resultados son muy similares a los obtenidos con el pawl, trabajando la cara en contacto principalmente a compresión y el radio a tracción, obteniendo:

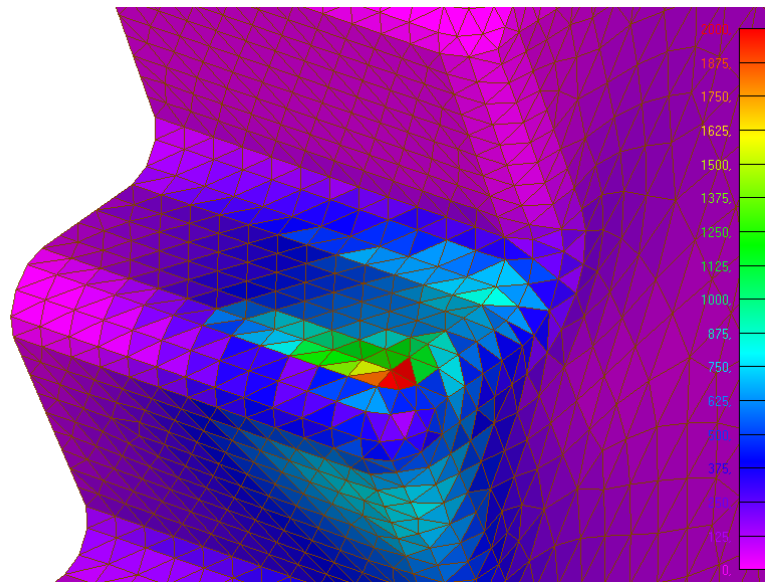


Fig. 5.58. Tensión de Von Misses Ratchet – Test 4

Al igual que con el pawl, también nos aparecen tres elementos con tensiones muy elevadas, pero como hemos comentado, trabajan a compresión, por lo que la probabilidad de que aparezca una grieta en esta zona es mínima.

En este ensayo, los resultados obtenidos en el lever son bastante desfavorables para pasar las especificaciones del cliente. Otra vez nos aparece una tensión muy elevada en la zona interior donde está el radio. En este caso, la tensión de Von Mises máxima que encontramos supera con creces la del límite de rotura del aluminio (240 MPa). El valor máximo es de 300 MPa, por lo que en esta zona será necesaria una modificación de diseño aumentando el mismo radio y el propio espesor de la pared y así consiguiendo un valor de tensión máximo menor.

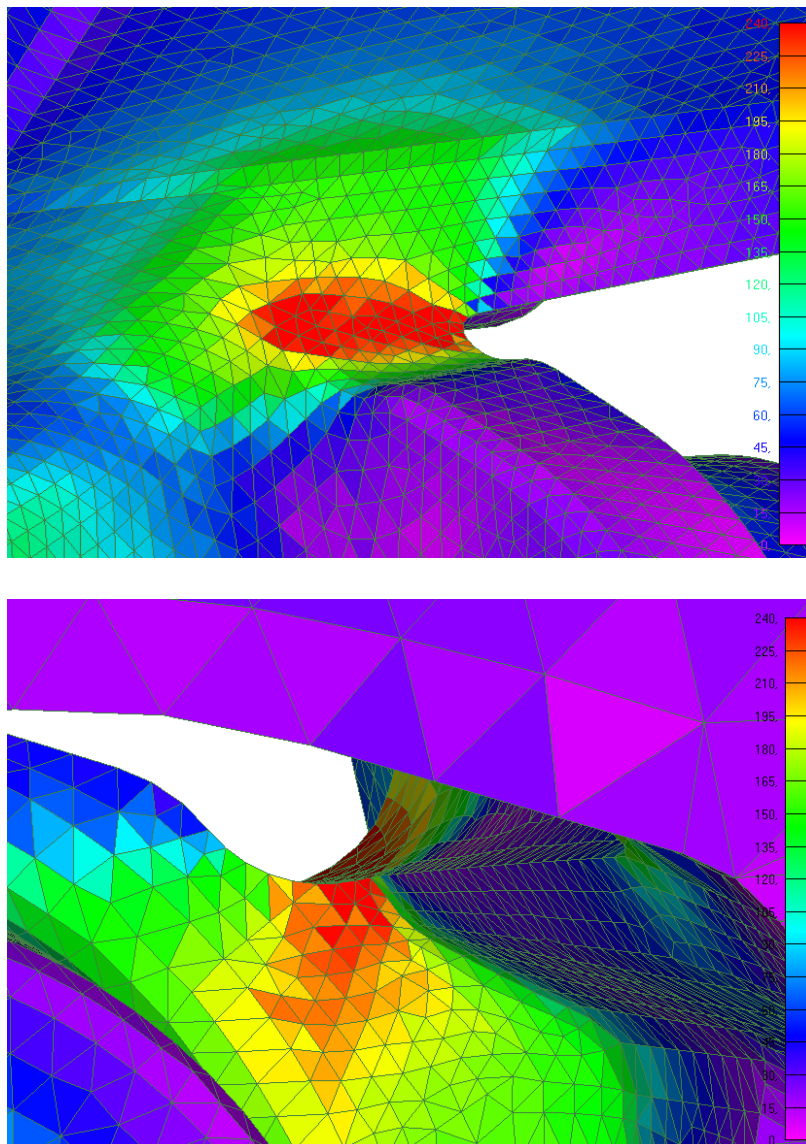


Fig. 5.59. Tensión de Von Misses en el lever – Test 4

Vemos que los elementos que superan los 240 MPa son muchos mas que en los test anteriores. En referencia a las translaciones máximas producidas en el punto de aplicación de la carga, se ha obtenido un valor de 4.6 mm en P y un desplazamiento máximo en la punta de 4.9 mm.

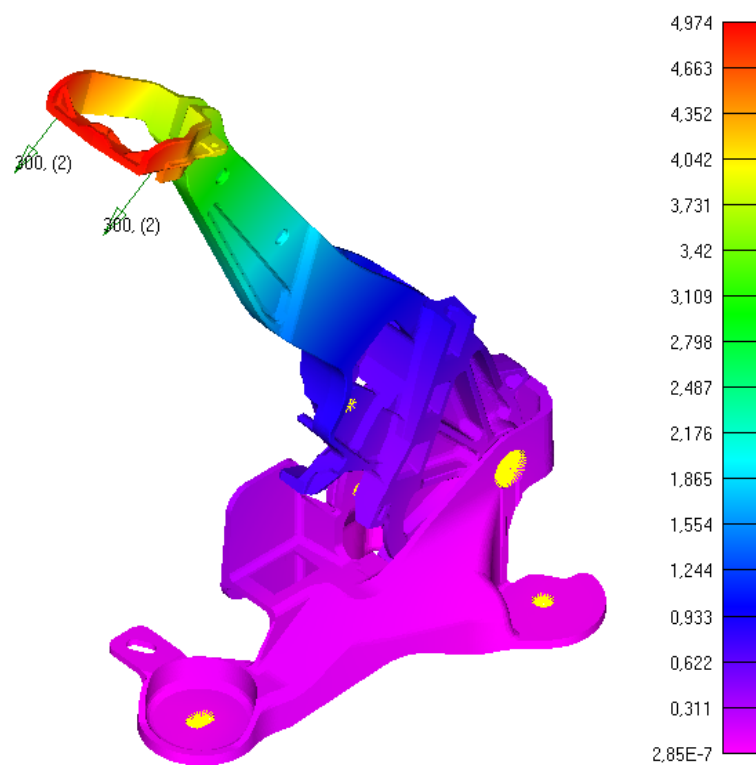


Fig. 5.60. Translaciones máximas – Test 4

Las deformaciones permanentes máximas, una vez se descarga por completo la palanca, han sido de alrededor de 0.12 mm.

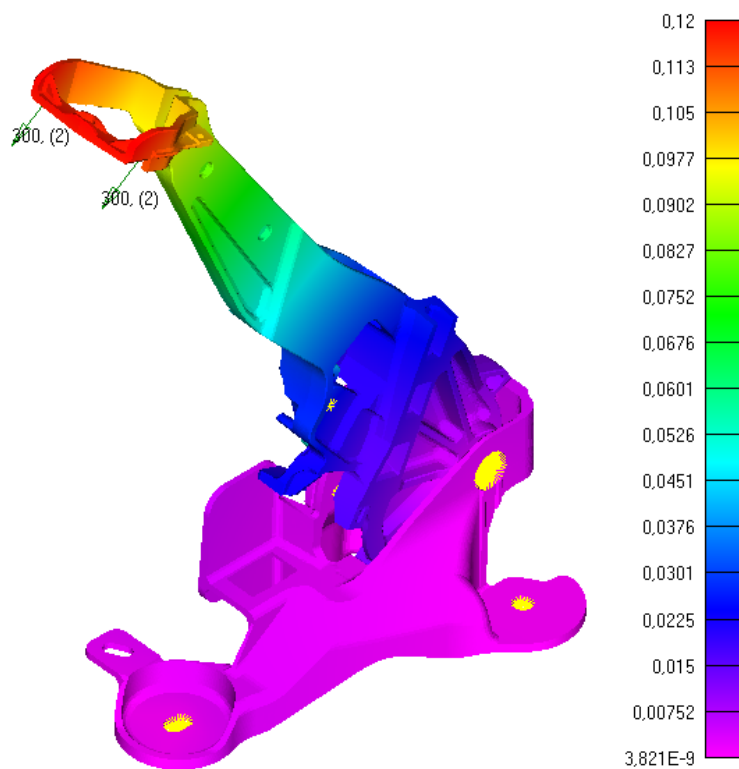


Fig. 5.61. Desplazamiento remanente – Test 4

Si graficamos las deformaciones en tanto por uno del lever y de la base, vemos que, al igual que cuando graficábamos las tensiones de Von Mises, la máxima deformación aparece en el radio interior de la palanca, superando con creces el valor máximo que soporta el aluminio ($\epsilon_{m\acute{a}x} = 1\%$).

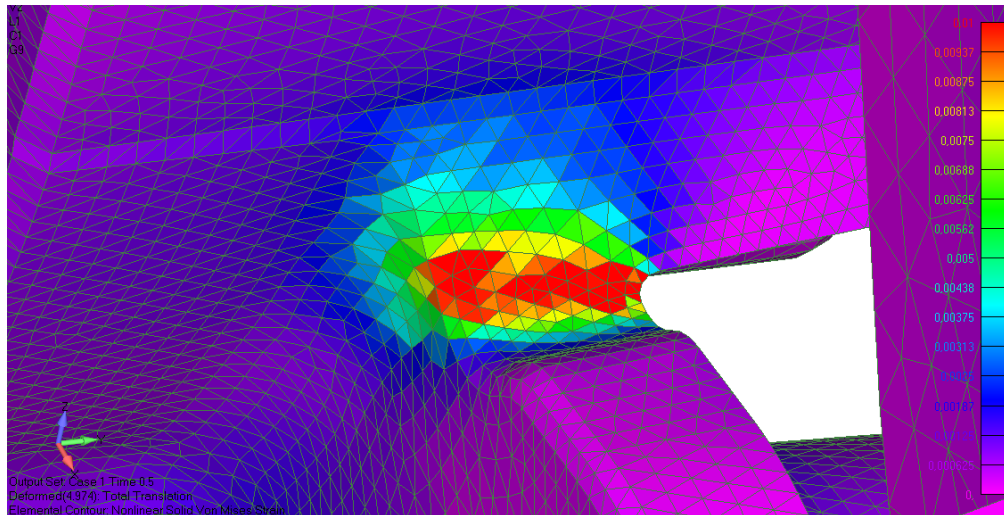


Fig. 5.62. Deformaciones máximas (tanto por uno) – Test 4

5.6. Test 5: Deformación propia de la palanca

5.6.1. Mallado realizado y condiciones de contorno

El mallado utilizado tanto en el *lever* como en la base, será el mismo que en el Test 2 al presentar una carga vertical, tangente a la curva que describe la palanca en las mismas condiciones. Hay que recalcar que, como ya no tendremos el tope posterior como zona crítica, al no estar en contacto con la base, se ha remallado este mismo con un tamaño de 1.5 mm, al igual que están todas las zonas no críticas de la palanca reduciendo considerablemente el número de elementos en zonas que no serán de interés; como veremos en la comparativa siguiente:

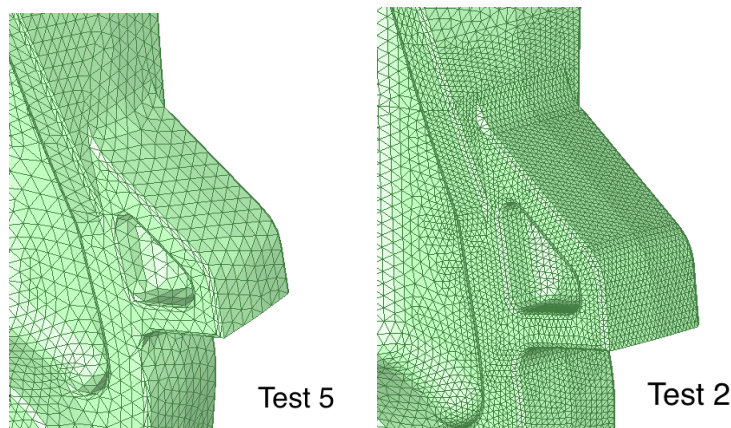


Fig. 5.63. Comparativa mallado tope posterior. Test 2-5

Para este ensayo, volveremos a utilizar solamente el *lever*, *base plate* y su perno de unión, ya que los otros elementos no trabajan en estas condiciones.

5.6.2. Condiciones de carga

Se establecerá una carga de 400 N en el punto P en la dirección tangente a la curva que describe la palanca en sentido hacia arriba. En este caso, y como se indica en las especificaciones, el cable no es instalado, por lo que se limitará el movimiento de la palanca mediante una restricción donde iría instalado la tuerca del final de carrera del cable.

5.6.3. Características de los materiales

Como en todos los casos anteriores, tanto la base como el *lever arm* son de Aluminio EN-AC47100. El buje que une las dos piezas es de Aluminio AW-6082.

5.6.4. Resultados y análisis

En este caso, se ve claramente que la palanca no llega en ninguno de sus componentes al límite de tensión, por lo que creemos que es de mayor interés poder ver cual es la traslación instantánea máxima y su posterior, si es el caso, deformación permanente. En este ensayo, la traslación máxima que presenta la palanca está alrededor de los 2.05 mm, muy lejos del límite marcado en las especificaciones (10 mm).

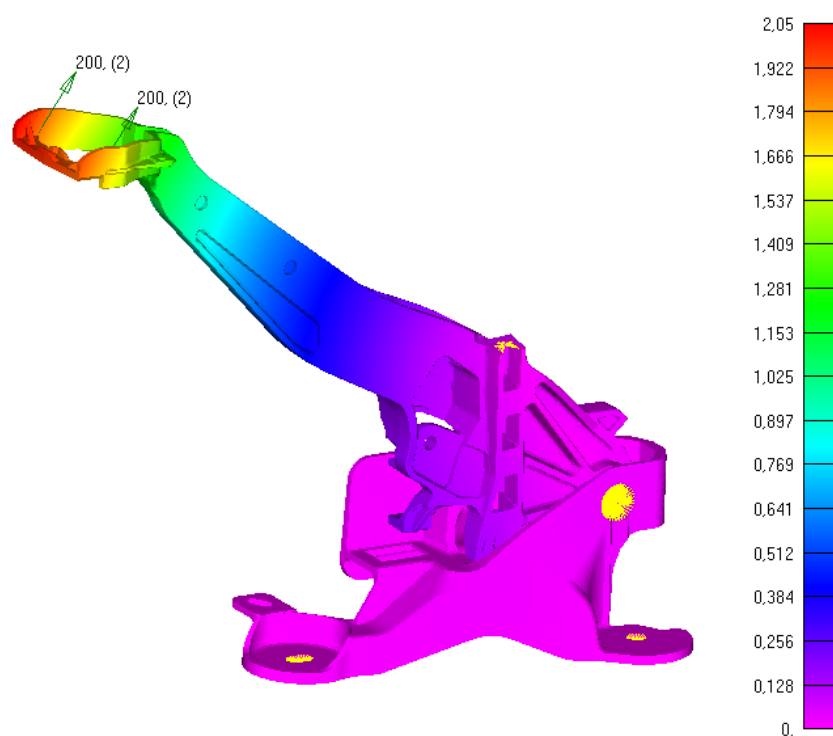


Fig. 5.64. Desplazamiento máximo – Test 5

En referencia al desplazamiento remanente, se obtiene un valor máximo totalmente despreciable, por lo que podemos decir que la palanca, después del ensayo, recupera por completo su posición inicial.

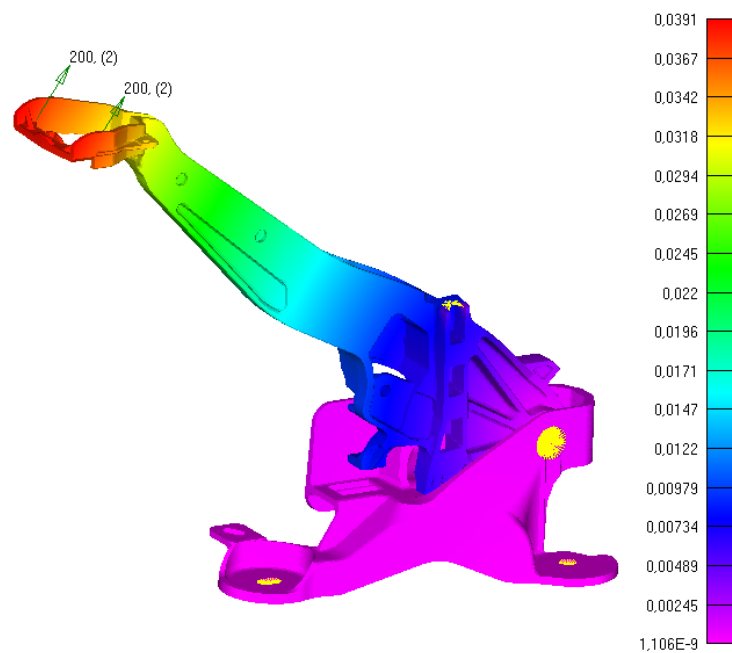


Fig. 5.65. Desplazamiento remanente – Test 5

5.7. Test 6: palanca en posición inferior sometida a un pequeño esfuerzo.

5.7.1. Mallado realizado y condiciones de contorno

Este Test, al ser igual que el próximo pero con una condición de carga menor, se ha procedido a obtener el mallado correcto mediante el siguiente. Como veremos en el próximo capítulo, el mallado con el que obtenemos un resultado bastante estable es aquel que presenta un tamaño de elemento en la zona de máxima tensión de alrededor de 0.4 mm

5.7.2. Condiciones de carga

Se establecerá una carga de 100 N en el punto P en la dirección tangente a la curva que describe la palanca en sentido hacia arriba. Esta carga máxima se conseguirá en el paso 10, y a partir de aquí hasta el último paso, se irá disminuyendo la carga progresivamente hasta un valor nulo.

Respecto al cable, se le introducirá una carga de tracción inicial de 1600 N (como indica el cliente) correspondiente a la realizada por el sistema de frenado cuando la palanca se encuentra a 20.5° de su posición inferior, ya que la carrera realizada por este es de alrededor de 18mm.

5.7.3. Características de los materiales

Como en todos los casos anteriores, tanto el base plate como el lever arm son de Aluminio EN-AC47100. El buje que une las dos piezas es de Aluminio AW-6082. El cable de acero.

5.7.4. Resultados y análisis

En este ensayo, para obtener un gráfico de la deformación de la palanca respecto al tiempo más detallado, hemos realizado un total de 20 pasos, con incrementos máximos entre ellos de 0.05 segundos. Para afinar más en el desplazamiento a los 5 N iniciales, se ha separado el análisis en dos cálculos: un primero donde se realiza solamente una carga de 5 N, y más tarde un segundo donde se realiza tanto la carga como la descarga con 100 N.

Según los requerimientos para el cumplimiento de este test, la palanca no deberá de sufrir un desplazamiento máximo superior a los siguientes valores:

$$\delta_{y\text{ mm } (5N.)} \leq 0.25\text{ mm}$$

$$\delta_{y\text{ mm } (100N.)} \leq 7\text{ mm}$$

$$\delta_{y\text{ mm } (permanente)} \leq 3\text{ mm}$$

Si observamos la gráfica de los desplazamientos sufridos en el punto de aplicación de la carga en función del tiempo para 5 N. realizado en el sentido Y-, vemos que el desplazamiento máximo en esta dirección es de 0.18 mm.

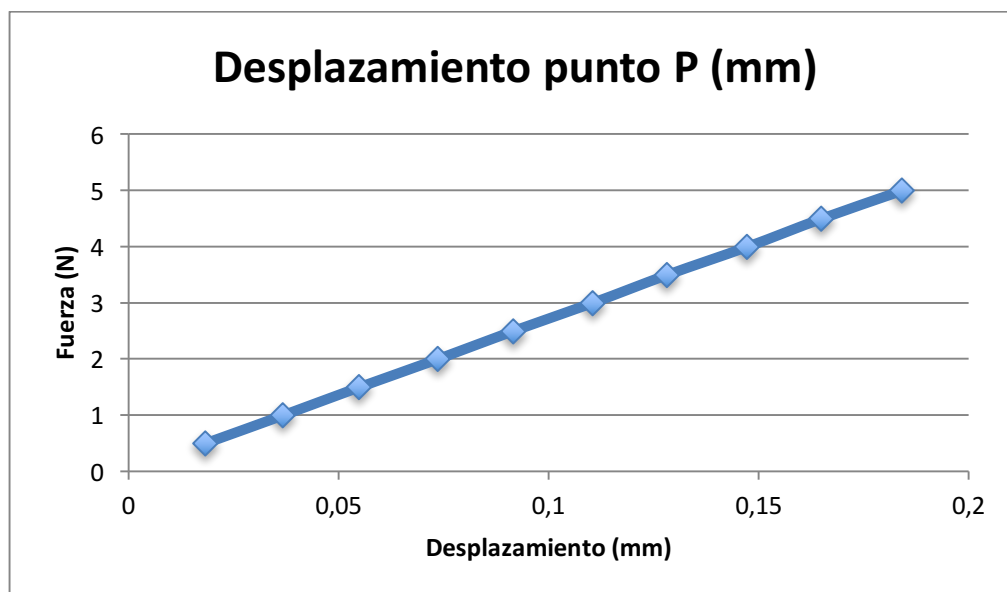


Fig. 5.66. Desplazamiento punto P(5N. dirección Y-) Y- – Test 6

Si aplicamos los 100 N, vemos que su desplazamiento máximo en dirección Y- es de 3.7 mm, muy por debajo del límite que está en 7 mm.

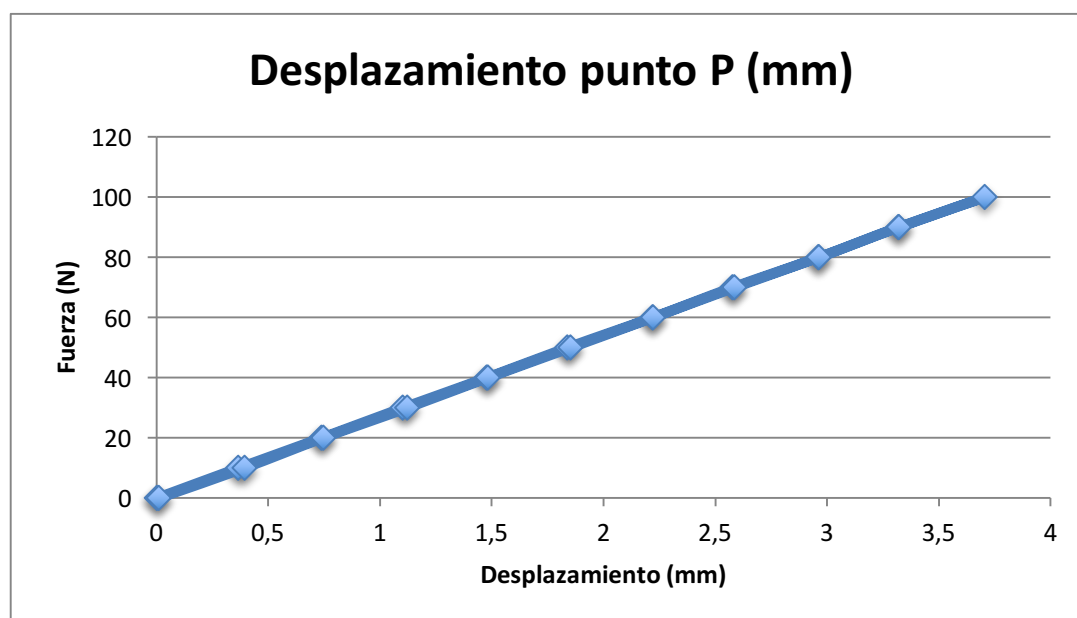


Fig. 5.67. Desplazamiento punto P (100N. dirección Y-) – Test 6

En el último punto del ensayo, donde la fuerza aplicada vuelve a ser 0, el desplazamiento permanente es muy bajo, alrededor de 0.009 mm.

Hay que recalcar que este mismo ensayo se ha llevado a cabo además de en la dirección Y sentido negativo, en la positiva, obteniendo unos resultados muy similares a los anteriores. Se adjuntan estos resultados adicionales en el anexo.

5.8. Test 7: palanca en posición inferior sometida a un esfuerzo elevado.

5.8.1. Mallado realizado y condiciones de contorno

Como hemos expuesto en el test anterior, dentro de los dos test de rigidez lateral, ha sido en éste donde se ha llevado a cabo un barrido de los tamaños de malla.

Vista la tendencia de los test anteriores, se esperaba que la estabilización de la tensión máxima estuviera alrededor de un tamaño de malla de 0.5, y así ha sido. En este caso, se ha llevado a cabo un primer mallado basto de 2.5 mm para ver que zonas había que refinar. Se pudo observar que las dos zonas más críticas del conjunto palanca son: el área superior del lever donde se encuentra los agujeros que ensamblaran los covers, y el radio inferior de la base, que ya vimos que era importante en el test 3.

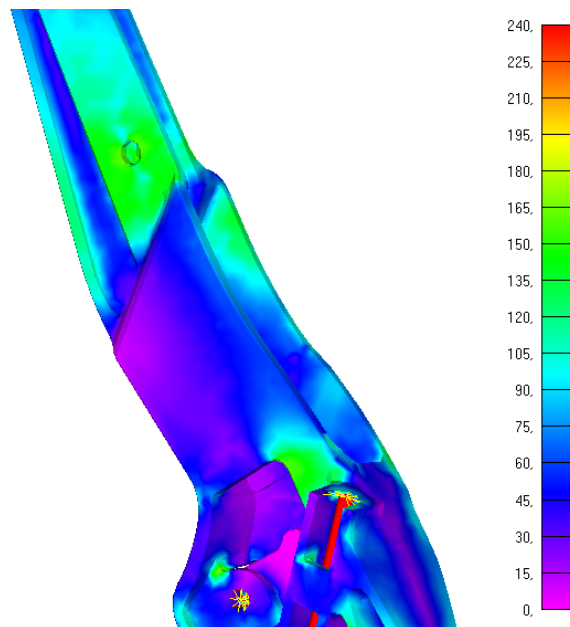


Fig. 5.68. Zona crítica lever con mallado inicial – Test 7

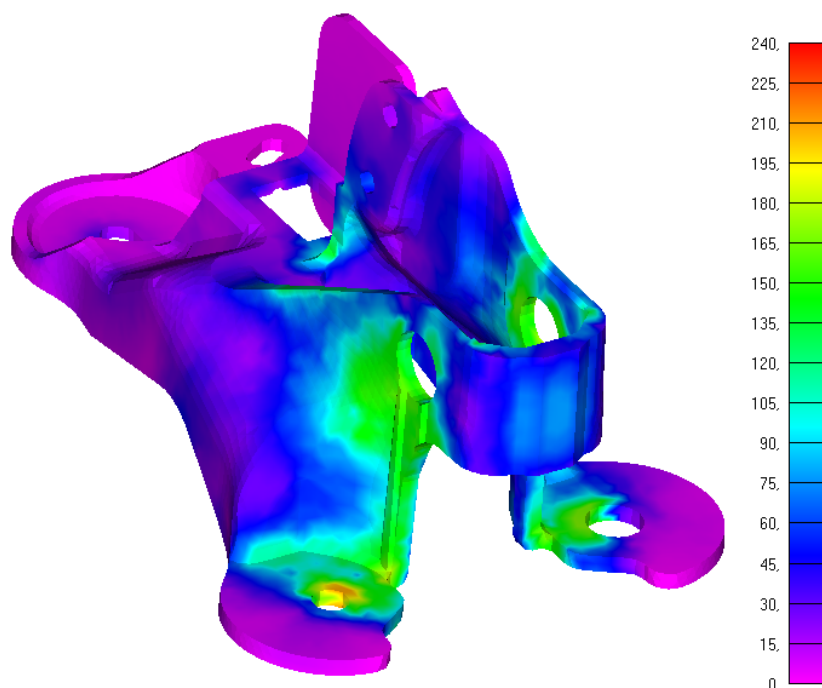
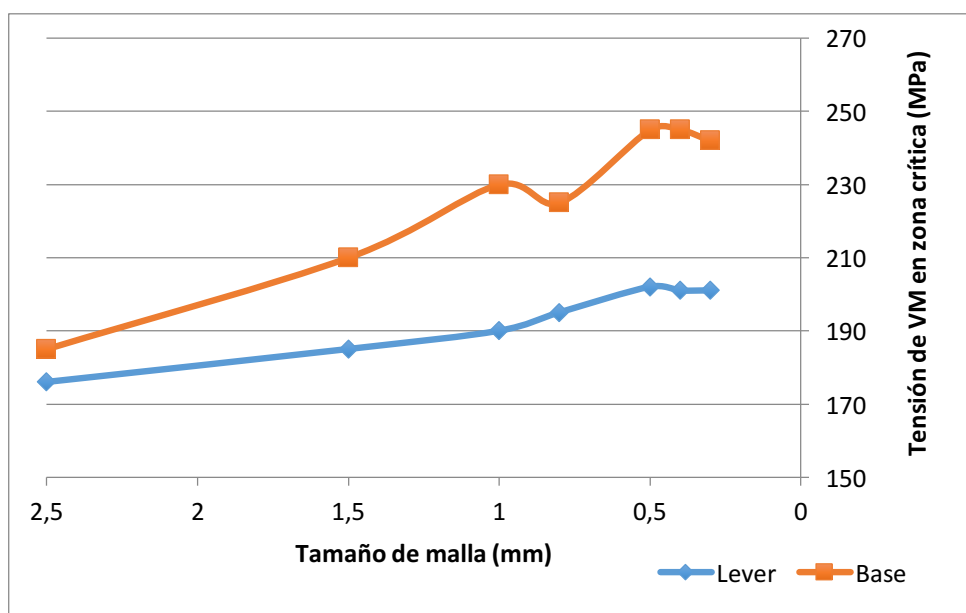


Fig. 5.69. Zona crítica base con mallado inicial – Test 7

A partir de aquí, se ha ido reduciendo el tamaño hasta un valor cercano al comentado anteriormente, 0.3 mm, y se ha obtenido la siguiente tendencia:



Viendo que los resultados obtenidos con una malla de 0.3 mm y 0.4 mm son bastante similares, se ha decidido utilizar este último tamaño comentado.

Todas las condiciones de contorno y los materiales se mantendrán igual que en el caso anterior. Lo único que variará será el valor de la fuerza aplicada; pasamos de 100 N a 400 N.

5.8.2. Resultados y análisis

Los requerimientos en este test varían ligeramente respecto al anterior. En este caso se debe de cumplir lo siguiente:

$$\delta_{y \text{ mm } (5N.)} \leq 0.25 \text{ mm}$$

$$\delta_{y \text{ mm } (400N.)} \leq 30 \text{ mm}$$

$$\delta_{y \text{ mm } (permanente)} \leq 5 \text{ mm}$$

El desplazamiento del punto P cuando aplicamos 5 N ya se ha analizado en el test anterior, por lo que en este caso solamente nos centraremos en ver los resultados a 400 N.

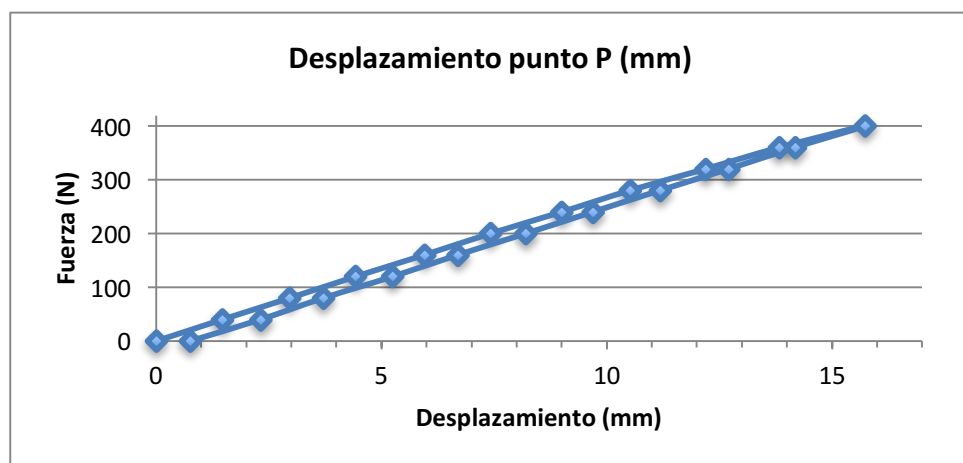
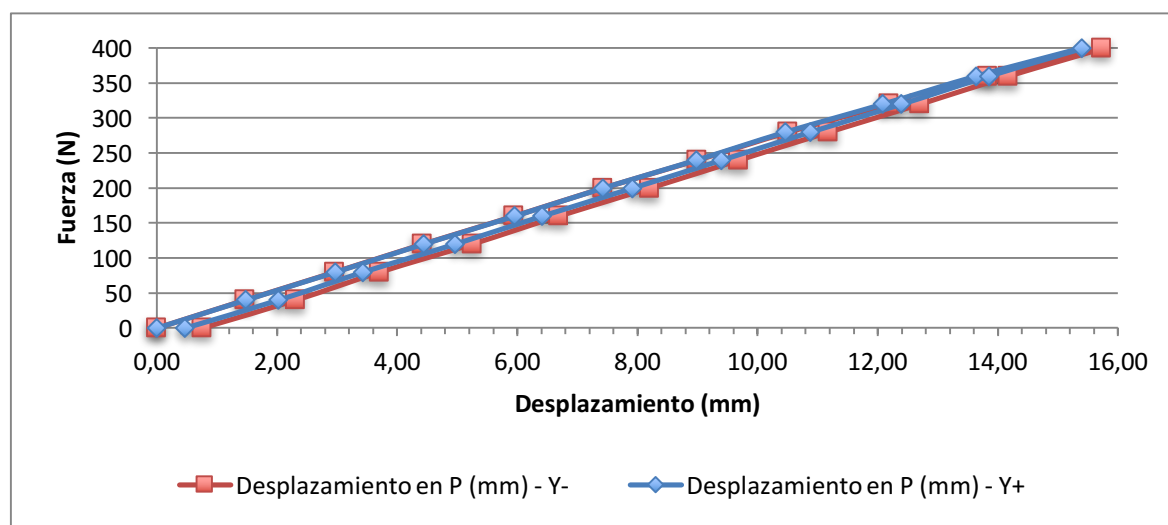


Fig. 5.70. Desplazamiento punto P(400N. dirección Y-) – Test 7

En este caso, el desplazamiento del punto P con 400 N es bastante elevado, llegando a un máximo de 15.7 mm, pero sigue estando bastante lejos del límite establecido (30 mm). Por lo que se refiere al desplazamiento permanente, también aumenta, aunque sigue siendo muy bajo, solamente de 0.75 mm. En el anexo se adjuntan los valores del gráfico para más información.

Comparando los desplazamientos del punto P en función de la fuerza en ambos sentidos,

vemos que son muy similares, por lo que la rigidez lateral de la palanca es bastante simétrica, siendo mínimamente mayor en el sentido positivo.



6. Ensayos en laboratorio

6.1. Introducción

En este capítulo nos centraremos en reportar los resultados obtenidos de los ensayos de laboratorio con el prototipo real de la palanca en cuestión, y se llevará a cabo una comparación con los resultados obtenidos en el capítulo anterior.

En los test reales se han llevado a cabo un total de 6 ensayos, suprimiendo el Test 6 analizado con elementos finitos, ya que el 7 es con una fuerza aplicada mayor, en el mismo punto, dirección y sentido, y en las mismas condiciones, siendo por lo tanto más restrictivo. Todos los ensayos se han llevado a cabo en el laboratorio haciendo uso de los siguientes elementos:

- Dinamómetro para apretar los tornillos de la base al suelo.
- Célula de carga en S para medir la fuerza aplicada sobre la palanca para cada ensayo.
- Un potenciómetro lineal para medir desplazamientos.
- Un osciloscopio para registrar la señal y acondicionarla.
- Un ordenador para la lectura y visualización de las medidas y su posterior tratamiento y análisis.
- Una cámara fotográfica para dejar constancia en la propia memoria del montaje realizado.

6.2. Test 1

6.2.1. Condiciones del ensayo y resultados

En primer lugar mostraremos mediante una figura cuales han sido las condiciones llevadas a cabo en este ensayo. Se ha colocado un transductor lineal a 90° de la palanca y justo al otro extremo una célula de carga como vemos a continuación:

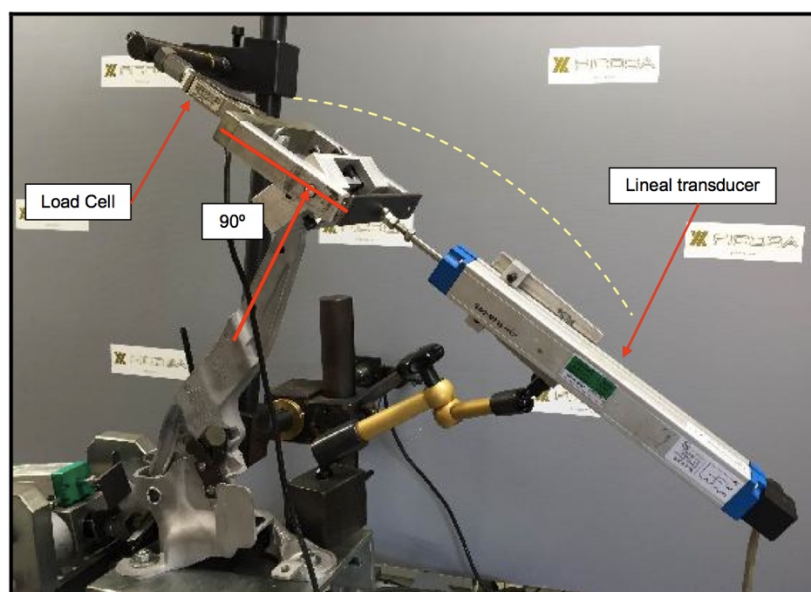


Fig. 6.71. Condiciones iniciales – Ensayo 1

Para este primer Test, una vez aplicada la carga de 600 N como se explicó en el punto 4.2.1, los resultados obtenidos han sido favorables en las dos muestras analizadas. Las deformaciones permanentes están dentro de los límites, aunque con valores cercanos a este.

SAMPLE	PLASTIC DEFORMATION RESULT [mm]	REQUIRED	CRITERIA
TLVS-B-0007258	0,49	Maximum deformation of 0,50mm	OK
TLVS-B-0007259	0,45		OK

Si observamos la carrera de la palanca en función de la fuerza aplicada, podemos ver mediante el primer y último punto la deformación plástica que se ha producido:

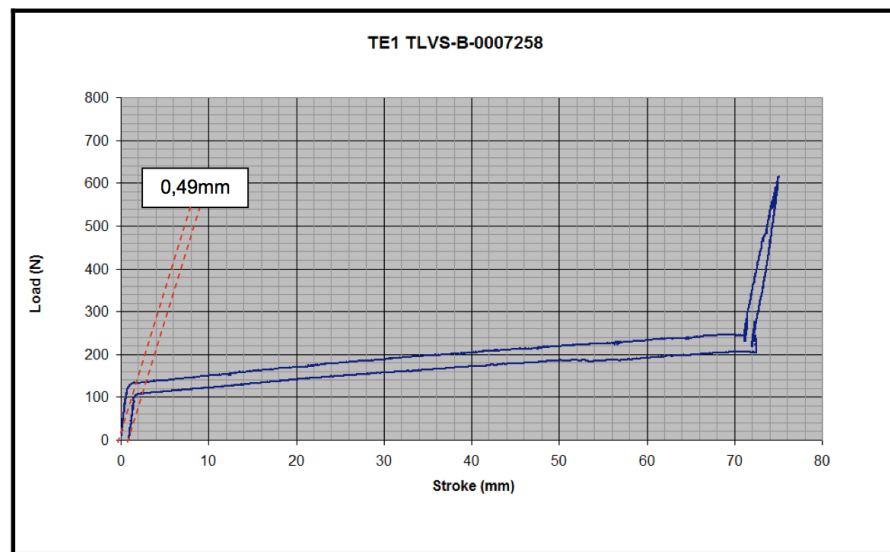


Fig. 6.72. Desplazamiento de la palanca en función de la fuerza aplicada – Ensayo 1

6.2.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

Tal y como hemos podido observar, los resultados obtenidos mediante MEF en el punto 5.2, no pronosticaban un resultado tan favorable. Nos aparecía una zona crítica en el *lever* que estaba sobrepasando el límite de rotura del material.

El desplazamiento máximo para este ensayo no se puede correlacionar, ya que en el modelo realizado por elementos finitos se ha colocado directamente una fuerza de tracción sobre el cable de 4000 N, correspondiente a la fuerza que realiza sobre la palanca el sistema de muelles cuando esta se encuentra ya en su posición más elevada. Por el contrario, en el laboratorio la única forma de ensayarlo es colocando el sistema de muelles validado por el

cliente y más tarde solicitar la palanca aumentando la fuerza progresivamente hasta los 600N. En este ensayo de laboratorio, la fuerza del cable a diferencia del modelo MEF es directamente proporcional a la carrera que realiza la palanca.

6.3. Test 2

6.3.1. Condiciones del ensayo y resultados

Para este ensayo, y como ya hemos ido comentando anteriormente, se ha desconectado el cable primario al sistema de muelles posterior que se encargan de simular los frenos y que esta perfectamente descrito en las especificaciones del cliente.

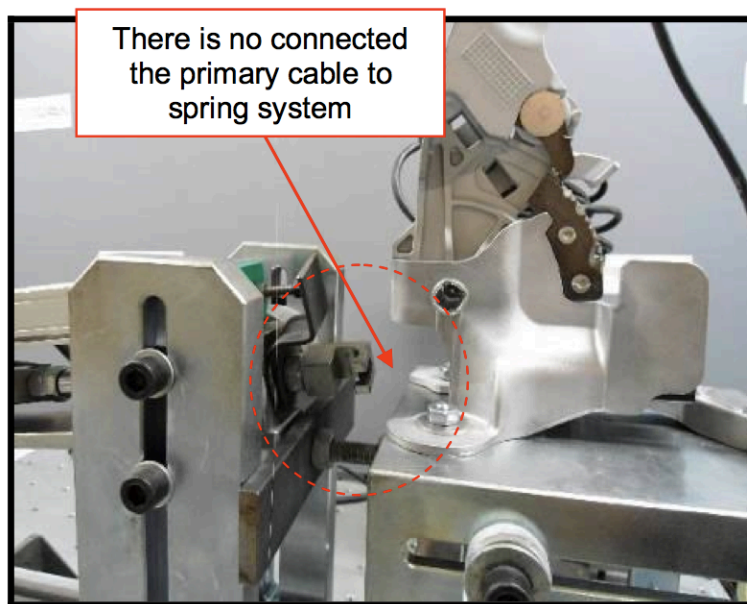


Fig. 6.73. Condiciones iniciales – Ensayo 2 y 3

En este caso, los resultados también han sido favorables, y el tope posterior no se ha dañado durante el ensayo.

SAMPLE	RESULT	REQUIRED	CRITERIA
TLVS-B-0007262	After apply $F_p=600N$, the stop of the lever no presents breakage and continues being functional	The stop of lever should not break and remain functional	OK
TLVS-B-0007263			OK

Si vemos como ha quedado el tope se puede apreciar que no ha sufrido ningún desperfecto:

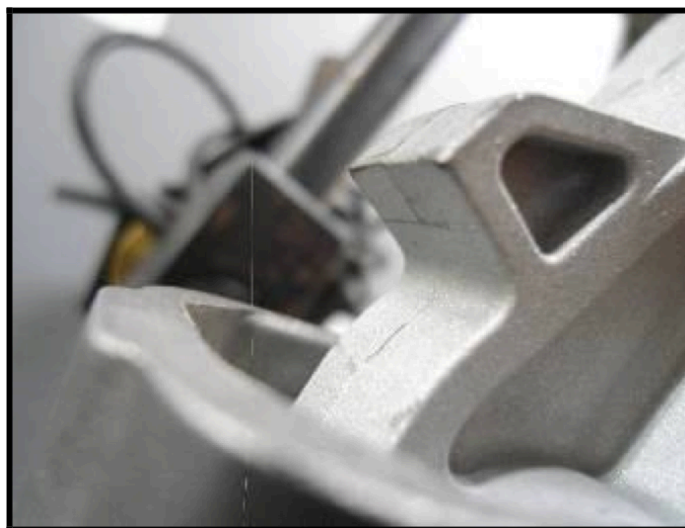


Fig. 6.74. Tope posterior después del ensayo – Ensayo 2

6.3.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

En este caso, y a diferencia de lo ocurrido con el primer Test, los resultados de MEF estaban bastante cercanos al límite del material, pero sin superarlos, por lo que la palanca no llegaba a romper. En el ensayo con los prototipos ha sido muy similar, manteniéndose la palanca intacta, por lo que podemos afirmar que para este tipo de ensayo el modelo analizado de elementos finitos es correcto.

Para completar la información sería interesante llevar alguna de las palancas a la rotura del tope y así conocer la fuerza máxima que soporta, permitiendo una perfecta correlación con el modelos de elementos finitos. Este punto quedará dentro de proyectos futuros (punto 9.2) interesantes a realizar y que en este caso, debido a la limitación del número de las palancas no se ha podido llevar a cabo.

6.4. Test 3

6.4.1. Condiciones del ensayo y resultados

Al igual que en el ensayo anterior, el cable primario no se ha conectado al sistema de muelles.

En las dos muestras analizadas, siguiendo el procedimiento descrito en el capítulo 4.2.3 el resultado es bueno, y se han mantenido en perfectas condiciones cumpliendo con los requerimientos exigidos por el cliente.

SAMPLE	CBB			
	LOAD APPLIED [N]	CBB TRACTION RESULTS	REQUIRED	CRITERIA
TLVS-B-0007264	600N	<p>The stop of lever doesn't present breakages, cracks or deformations</p> <p>It's full functional</p>	The stop of lever should not breaks and remain functional	OK
TLVS-B-0007265		<p>The stop of lever doesn't present breakages, cracks or deformations</p> <p>It's full functional</p>		OK

6.4.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

De forma similar a lo que nos ha ocurrido con el primer ensayo, los resultados de MEF pronosticaban una zona que podía romperse, en concreto la zona interior del *lever*. Como hemos podido ver en los ensayos, la palanca se ha mantenido intacta.

Es por eso que, como proyecto futuro se deberá de llevar un estudio intensivo para ver de donde puede deberse esta distorsión del resultado. Entre alguna de las razones podrían ser:

- Material de la palanca física diferente al modelado en MEF.
- Condiciones de enlace incorrectas.

6.5. Test 4

6.5.1. Condiciones del ensayo y resultados

Tal y como se ha realizado en el estudio por elemento finitos, en el ensayo 4 es necesario instalar el sistema de muelles como vemos en la imagen siguiente, el cual realiza una fuerza con la palanca levantada 20.5° de 1600N en el cable primario.

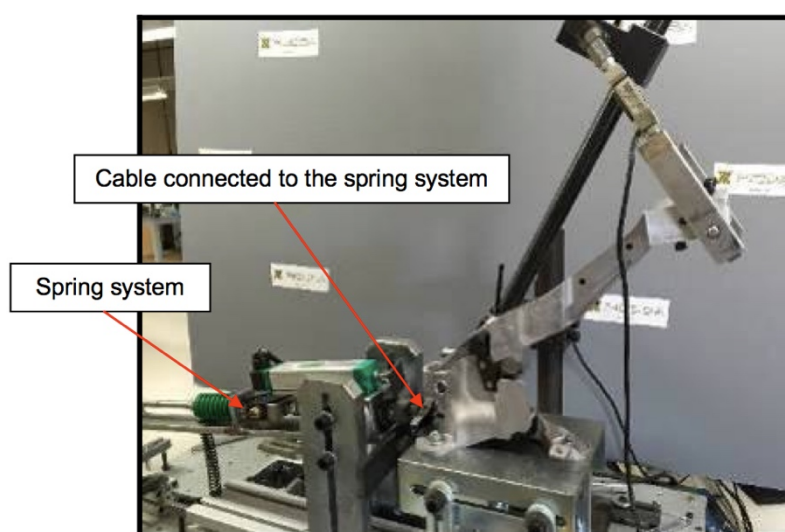


Fig. 6.75. Condiciones iniciales – Ensayo 4

En este caso, las dos muestras analizadas cumplen perfectamente los requerimientos del ensayo, y en ningún caso superan la deformación plástica máxima marcada.

SAMPLE	ENDURANCE TEST				
	NOTCH	PLASTIC DEFORMATION FOR 1st APPLICATION [mm]	PLASTIC DEFORMATION FOR 2nd APPLICATION [mm]	REQUIRED	CRITERIA
TLVS-B-0007248	4	0,85	0,05	Only a permanent displacement δ of point P lower than 0,5mm and measured according to his tangent trajectory, is tolerated for the second application.	OK
	8	0,27	0,14		OK
	12	0,29	0,08		OK
TLVS-B-0007249	4	0,80	0,10		OK
	8	0,77	0,08		OK
	12	0,72	0,14		OK

6.5.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

Los resultados obtenidos en el análisis por MEF en el punto 5.5, pronosticaban una rotura en el *lever*, mientras que en el laboratorio la palanca cumple perfectamente los ensayo. De nuevo volvemos a ver que existe una gran distorsión en los resultados que dependen de esta zona del *lever*.

Vimos que el desplazamiento remanente obtenido en MEF fue de 0.12 mm, bastante alejado del obtenido en laboratorio:

Test 4		
	Desplazamiento máximo (mm)	Desplazamiento remanente (mm)
MEF	4.97	0.12
Ensayo	-	0.85
Factor de correlación	-	7.08

Por este motivo, podemos afirmar que los ensayos realizados hasta ahora que presentan como zona principalmente crítica el interior del *lever* no presentan muy buena correlación en laboratorio.

6.6. Test 5

6.6.1. Condiciones del ensayo y resultados

En este ensayo, las condiciones iniciales son bastante diferentes a las del resto. En este caso se ha fijado la palanca a la mesa donde se realizan los ensayos mediante una varilla roscada como podemos apreciar en las imágenes siguientes, manteniendo como fijo el erminal del cable primario en la parte del lever. De esta forma podemos analizar cual es la rigidez vertical propia de la palanca.

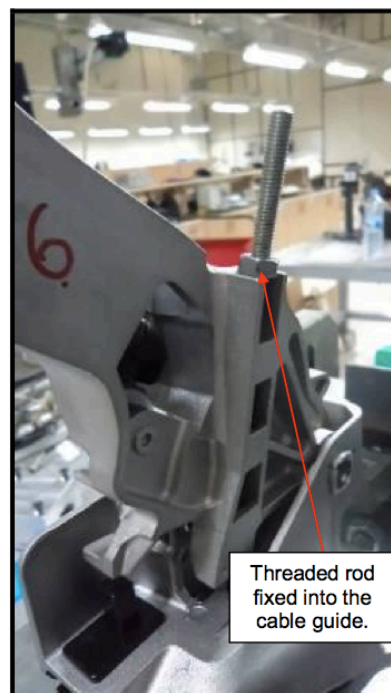


Fig. 6.76. Condiciones iniciales – Ensayo 5

Las deformaciones, tanto plásticas como elásticas obtenidas, se encuentran dentro de los valores máximos exigidos, por los que el resultado del ensayo es apto.

SAMPLE	ELASTIC DEFORMATION [mm]	ELASTIC DEFORMATION REQUIRED	PERMANENT DEFORMATION [mm]	PERMANENT DEFORMATION REQUIRED	CRITERIA
TLVS-B-0007266	1,96	< 10 mm	0,26	< 0,30 mm	OK
TLVS-B-0007267	2,00		0,25		OK

A continuación se adjunta un gráfico fuerza-desplazamiento de la primera palanca analizada:

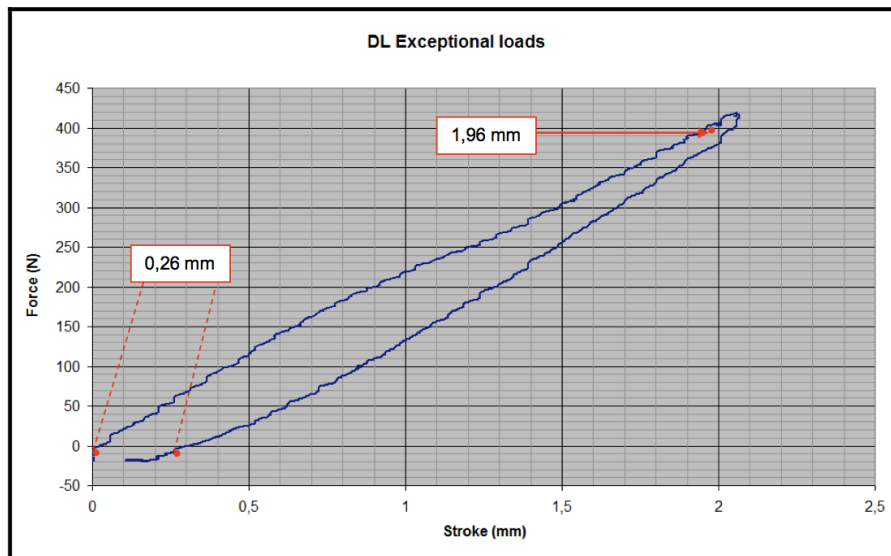


Fig. 6.77. Fuerza-desplazamiento con la primera muestra – Ensayo 5

6.6.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

Los desplazamientos máximos obtenidos en este ensayo se asemejan mucho a la obtenidos en MEF, siendo respectivamente de 1.96 y 2.05 mm. La translación remanente sí que se distancia mucho, por lo que sólo nos servirá de método comparativo si se llevaran a cabo cambios en el diseño de la propia palanca.

Esta diferencia entre desplazamientos remanentes puede deberse a muchos factores, como posibles juegos entre piezas, mal ajuste de alguna de ellas...

En cambio, gracias al resultado obtenido, podremos conocer cuales son la zonas de la palanca donde el material comienza a plastificar y que será interesante mejorar cuando el ensayos salga desfavorable.

El gráfico de translaciones en el punto de máxima carga se ha mostrado en el capítulo 5.6.4. Si se calcula el factor de correlación, podemos ver que el desplazamiento máximo es muy similar, y obtenemos un factor de correlación muy cercano a 1. La semejanza para el desplazamiento remanente sí que es muy grande. Como veremos en los próximos puntos, con los valores de deformaciones permanentes es muy difícil de acercarnos a los reales debido a varios factores que no debemos pasar por alto.

Test 5		
	Desplazamiento máximo (mm)	Desplazamiento remanente (mm)
MEF	1,96	0,04
Ensayo	2,05	0,26
Factor de correlación	1,05	6,50

Estos resultados serán de especial interés para la realización del mismo test en próximos proyectos de palancas de freno.

6.7. Test 6

6.7.1. Condiciones del ensayo y resultados

Las condiciones de este penúltimo ensayo serán idénticas que las del último, ya que lo único que variaremos es la carga aplicada en el punto P, pasando de 100 N en este ensayo a 400 N en el siguiente y último.

Al igual que en los análisis de elementos finitos para éste test, se ha colocado la palanca de forma que este apoyada mediante el ratchet y pawl en el quinto diente.

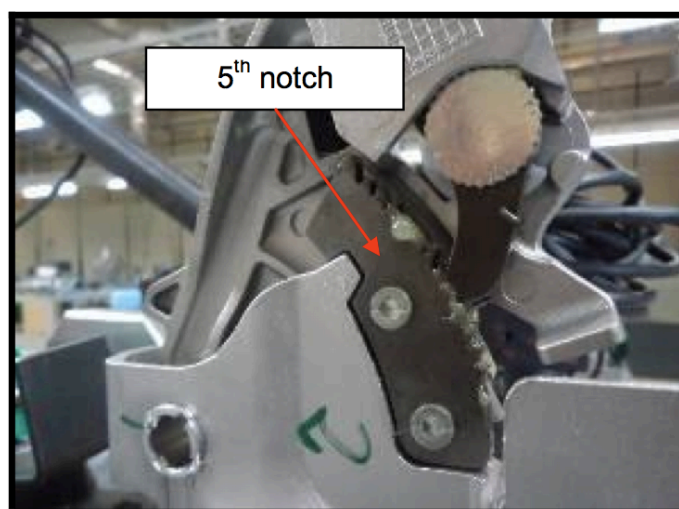


Fig. 6.78. Condiciones iniciales – Ensayo 6

En este caso, como se trata de un ensayo de rigidez lateral, se ha colocado la célula de carga y el transductor en la dirección Y.

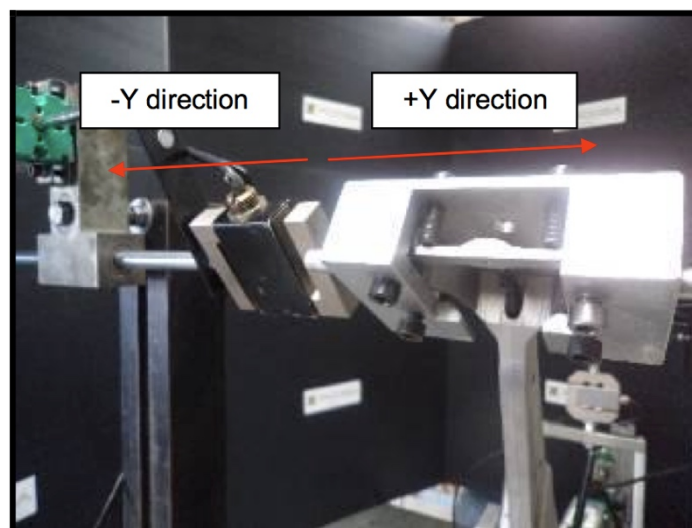


Fig. 6.79. Condiciones de carga – Ensayo 6

Los resultados de desplazamiento obtenido con una carga de 5 N son los siguientes:

LATERAL CLEARANCE AT $\pm 5\text{N}$				
SAMPLE	OBTAINED [mm]		REQUIRED	CRITERIA
	+Y DIRECTION	-Y DIRECTION		
TLVS-B-0007250	0,11	N/A	0,25mm maximum	OK
TLVS-B-0007251	0,15	N/A		OK
TLVS-B-0007252	N/A	0,07		OK
TLVS-B-0007253	N/A	0,11		OK

Teniendo en cuenta que la palanca no puede superar en ningún momento los 7 mm de desplazamiento máximo cuando se le aplica una fuerza lateral de 100N, los resultados con la carga máxima en este ensayo son:

ELASTIC DEFORMATION AT $\pm 100\text{N}$				
SAMPLE	OBTAINED [mm]		REQUIRED	CRITERIA
	+Y DIRECTION	-Y DIRECTION		
TLVS-B-0007250	3,51	N/A	7mm maximum	OK
TLVS-B-0007251	4,80	N/A		OK
TLVS-B-0007252	N/A	3,86		OK
TLVS-B-0007253	N/A	6,10		OK

6.7.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

En este caso los resultados obtenidos de desplazamiento cuando se aplican 100 N se asemejan bastante. En el punto 5.7, la deformación elástica máxima era de 3.70 mm, valor muy similar a la primera muestra ensayada en la dirección Y-.

Por este motivo, podemos certificar que los modelos MEF para este primer caso de solicitud horizontal es bastante bueno, y será interesante su utilización en proyectos futuros.

Respecto al desplazamiento remanente, en este ensayo de laboratorio no se lleva a cabo, ya que la medida de este físicamente se ha realizado después del próximo ensayo a 400 N.

Test 6 - 100 N sentido Y-		
	Desplazamiento máximo (mm)	Desplazamiento remanente (mm)
MEF	3,70	-
Ensayo	4,16	-
Factor de correlación	1,12	-

El coeficiente de correlación del desplazamiento máximo es bastante bueno, alejándonos de la palanca real solamente un 12%.

6.8. Test 7

6.8.1. Condiciones del ensayo y resultados

Como hemos comentado, las condiciones de este ensayo son iguales que las del anterior, variando solamente el valor de la fuerza máxima aplicada. En este caso se aplicarán 400 N en la dirección Y+ y Y-.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

ELASTIC DEFORMATION AT $\pm 400\text{N}$				
SAMPLE	OBTAINED [mm]		REQUIRED	CRITERIA
	+Y DIRECTION	-Y DIRECTION		
TLVS-B-0007250	20,59	N/A	30mm maximum	OK
TLVS-B-0007251	21,89	N/A		OK
TLVS-B-0007252	N/A	19,92		OK
TLVS-B-0007253	N/A	19,79		OK

La deformación elástica en este ensayo ya empieza a ser importante, llegando a valores bastante altos, alrededor de 21 mm. Como las especificaciones marcadas por cliente indican que el máximo desplazamiento puede ser hasta 30 mm, la palanca cumple a la perfección esta parte de deformación elástica.

Por lo que se refiere a la deformación plástica obtenida un vez se ha vuelto a una carga de aplicación nula:

PLASTIC DEFORMATION				
SAMPLE	OBTAINED [mm]		REQUIRED	CRITERIA
	+Y DIRECTION	-Y DIRECTION		
TLVS-B-0007250	5,54	N/A	5mm maximum	NOK
TLVS-B-0007251	7,40	N/A		NOK
TLVS-B-0007252	N/A	5,27		NOK
TLVS-B-0007253	N/A	5,54		NOK

Este es el único de los casos en los que la deformación remanente de la palanca no cumple con los valores máximos requeridos, sobrepasándolos en una de las muestras por más de 2 mm, y no cumpliendo con el requerido en ninguna de las muestras.

Será interesante conocer cuáles son las partes del *lever* que más se solicitan durante este

ensayo, para intentar reforzarlas en el próximo diseño. Por ese motivo, se adjuntarán en el anexo las imágenes en cuestión obtenidas mediante MEF, presentando las tensiones de VM, tanto para la palanca como para la base.

6.8.2. Comparación con los resultados obtenidos en MEF

En este ensayo, en el que la carga aplicada aumenta a 400 N, los resultados MEF se distancian más con el ensayo real que con el caso anterior de 100 N. Como vimos en el punto 5.8, en MEF se ha obtenido un valor máximo de desplazamiento en dirección Y- en el punto P de 15.7 mm.

La variación respecto los ensayos ha sido de alrededor de 4 mm, siendo más optimistas los resultados en MEF. Esta distorsión será imprescindible tenerla en cuenta en nuevos proyectos.

Test 7 - 400 N sentido Y-		
	Desplazamiento máximo (mm)	Desplazamiento remanente (mm)
MEF	15,7	0,75
Ensayo	4,16	6,47
Factor de correlación	1,12	8,63

Por lo que respecta a la deformación permanente, vemos que los resultados MEF no nos permiten correlacionar este valor con los reales. Está distorsión aparece principalmente por un motivo, la zona de plastificación del conjunto palanca.

Esta, como vemos en la siguiente figura, aparece principalmente en el radio de la base de la palanca. Teniendo en cuenta que esta es la parte más baja de la palanca, cualquier distorsión en el valor de plastificación afectará muy significativamente al valor del desplazamiento remanente en el punto P que se encuentra en la parte más alta de la palanca.

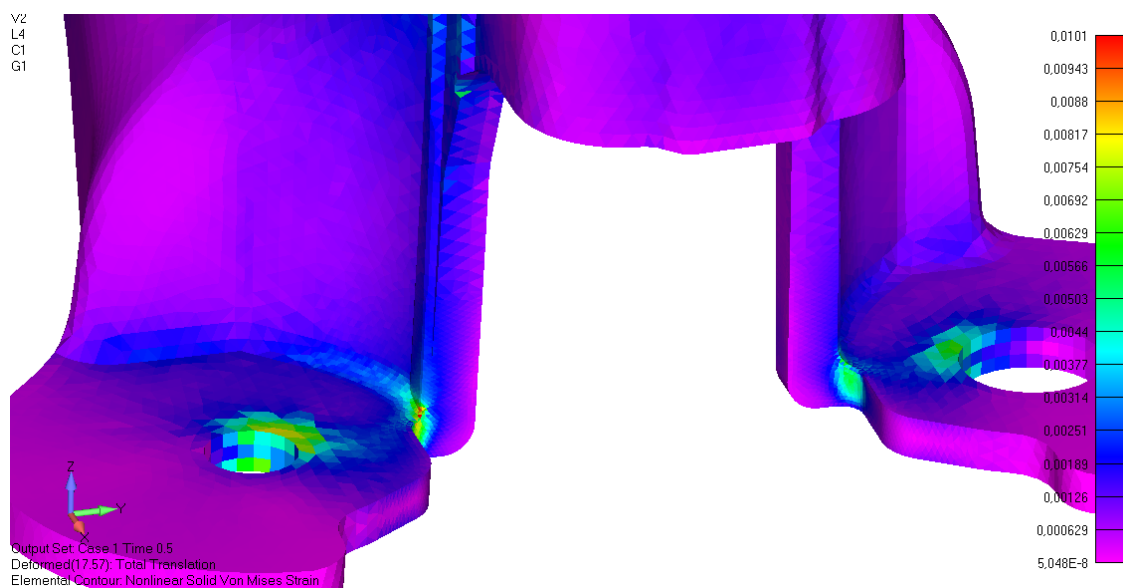


Fig. 6.80. Deformaciones en la base (tanto por uno)– Ensayo 7

En la zona del lever, los valores máximos de deformación son mucho menores, por lo que la mayoría de la distorsión en la correlación se debe principalmente a la zona comentada anteriormente.

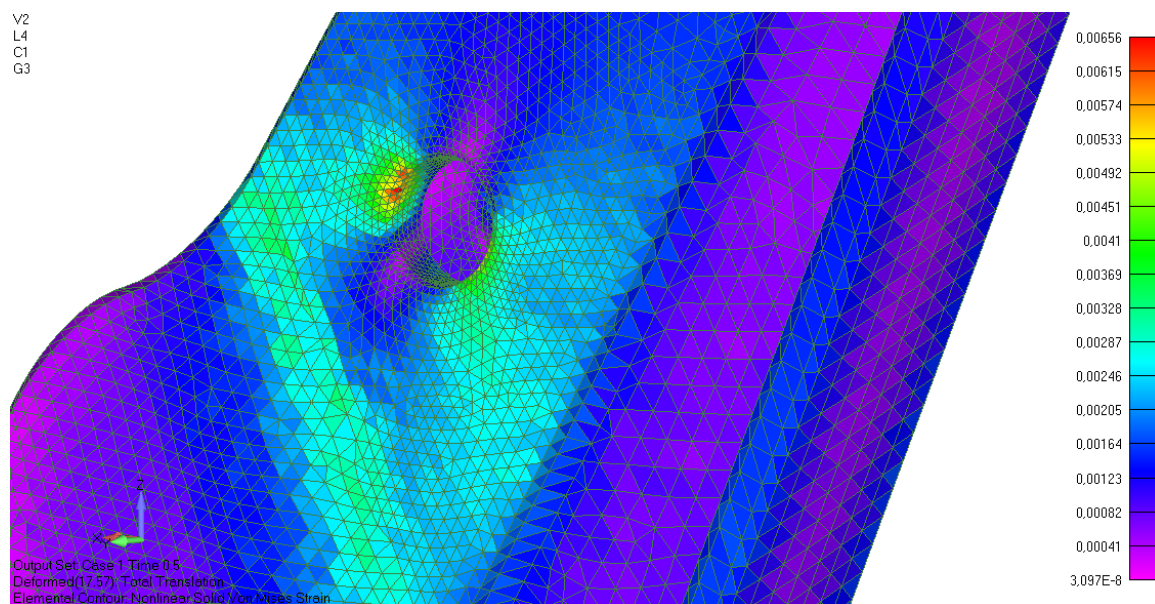
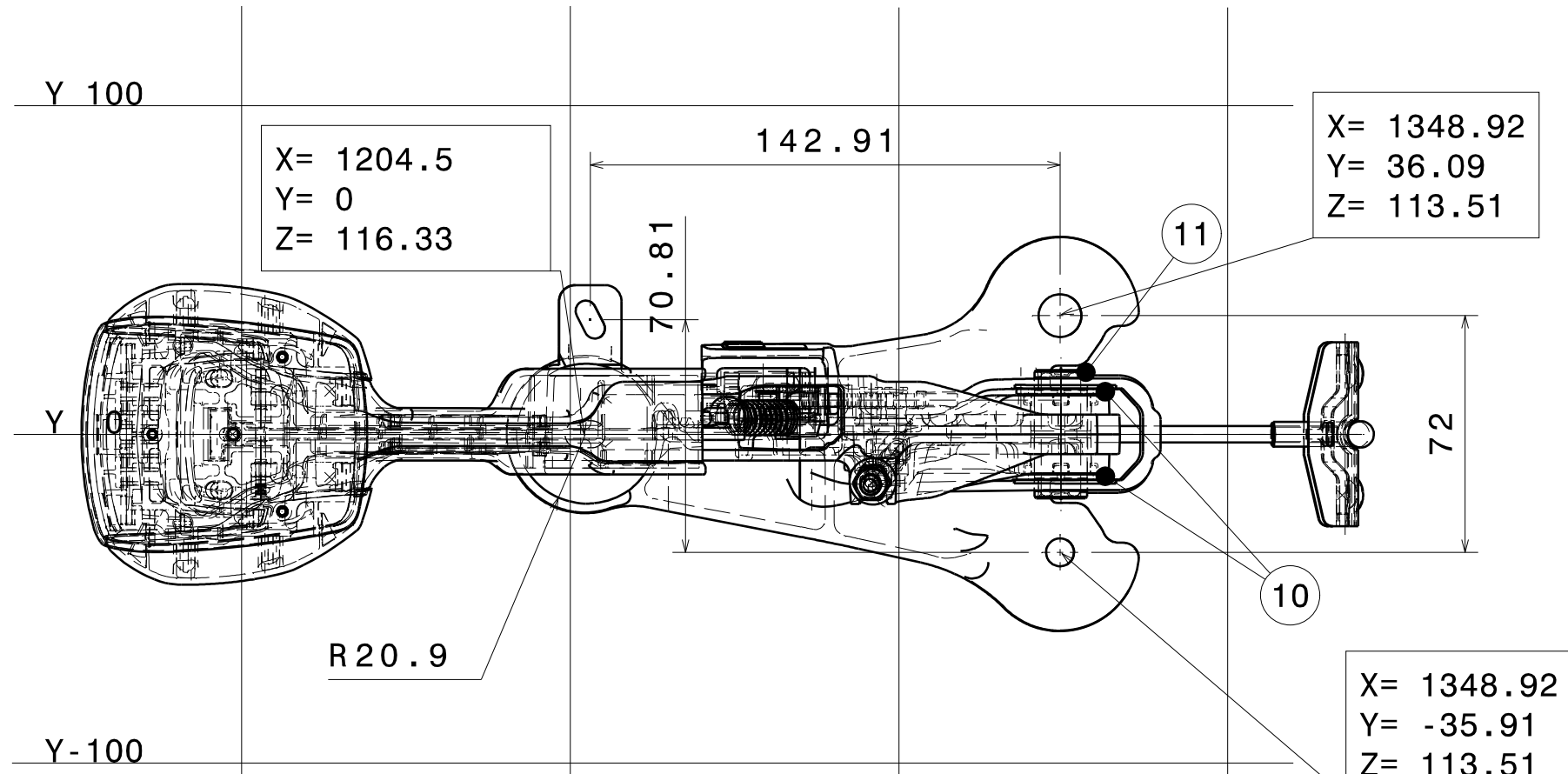
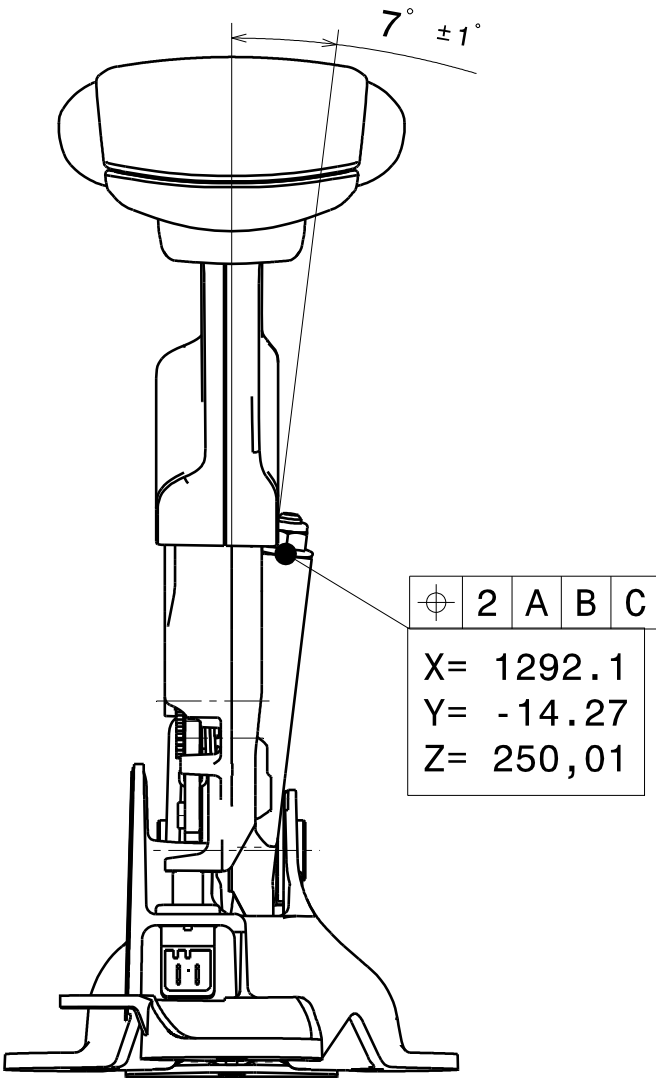
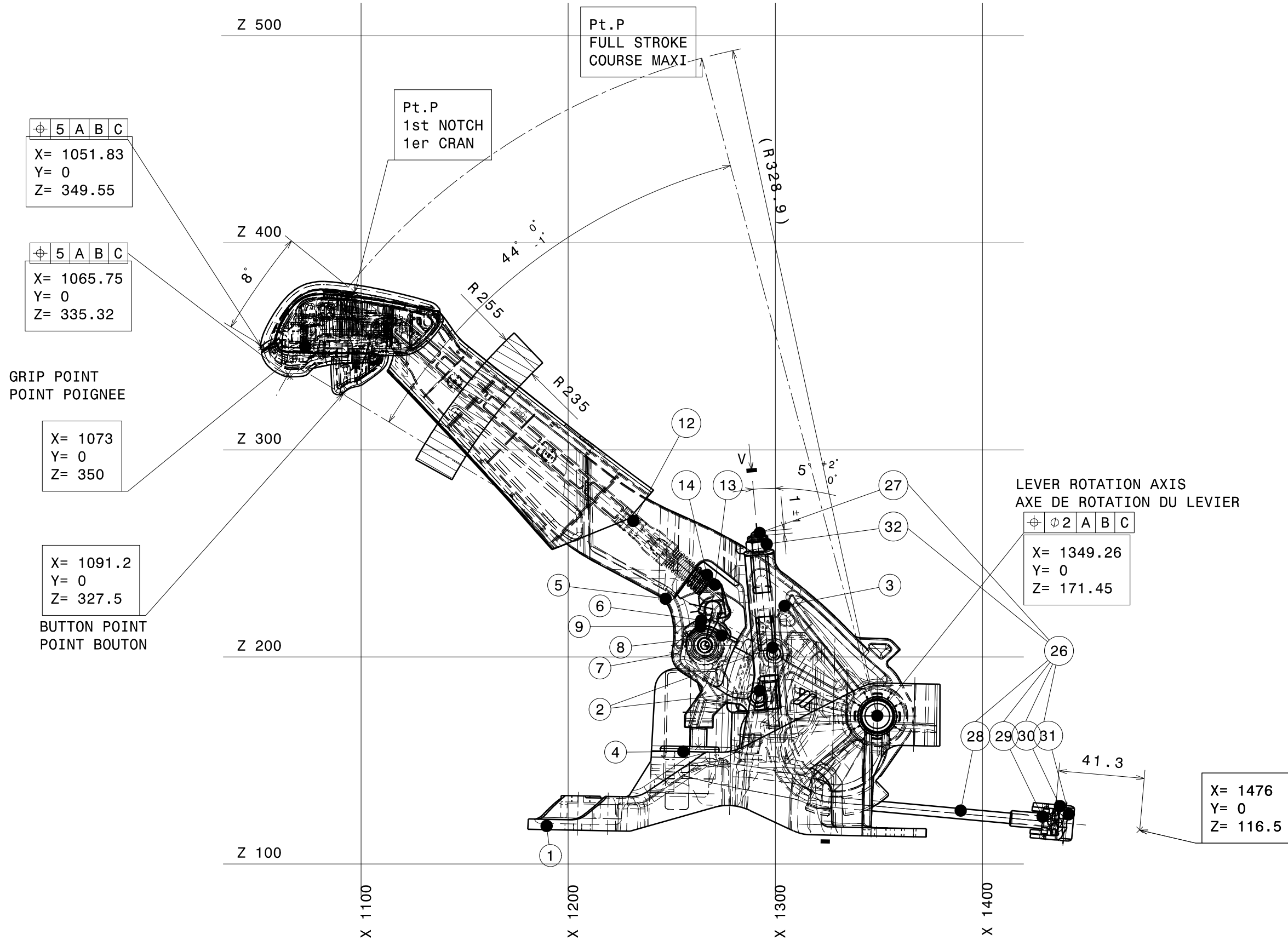


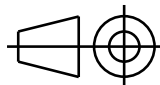
Fig. 6.81. Deformaciones en la palanca (tanto por uno)– Ensayo 7

7. PLANOS

Para tener una visión global de los componentes de la palanca y de sus correspondientes medidas, se añaden dos planos: un primero con el ensamblaje del conjunto, y un segundo con los materiales de cada una de las partes.



DESIGNED BY: Amadeu	Conjunto Palanca			I	-
DATE: 09/09/2016				H	-
CHECKED BY: -				G	-
DATE: 09/09/2016				F	-
SIZE: A2	TFM			E	-
SCALE: 1:2				D	-
WEIGHT (kg): -				C	-
DRAWING NUMBER: 1				B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			SHEET: 1/2	A	-

H		G		F		E		D		C		B		A					
4	36	08030141	LABEL	1	-										4				
	35	119.215139	TOP GRIP LEATHER	1	>PP-GF20< (LYONDELLBASELL HOSTACOM G2 N01); COLOR: BLACK LEATHER L028 HZD;SEWING:DOUBLES PIQUES, THREAD 107 TEX; COLOUR: ZEPHYR HZQ														
	34	112.31090	TOP GRIP	1	>PP-GF20< (LYONDELLBASELL HOSTACOM G2 N01); COLOR: BLACK TPV (SANTOPRENE 8221-85M300); COLOR: BLACK HZD; GRAINING: MOMA P183														
	33	05107115	GREASE	2g(TOTAL)	BESLUX ELG163														
	32	118.19900	NUT	1	(M6x1 SELF-LOCKING NUT) ACC. TO ISO 898-2														
	31	112.31102	EQUALIZER CLIP	1	>PP< (LYONDELLBASELL HOSTACOM PPU 1752)														
	30	113.32097	EQUALIZER	1	DD11 ACC. TO EN 10.111														
	29	113.17394	CABLE END FITTING	1	C10C (1.0214) ACC. EN 10263-2														
	28	116.34172	COATED CABLE	1	ø4 GALVANIZED WIRE ROPE; ø5 POLYAMIDE COATING														
	27	113.33716	THREADED ROD	1	35B2 ACC. EN 10269														
3	26	119.215907	PRIMARY CABLE ASSY	1	.										3				
	25	112.31095	HOUSING	1	>PA6.6-GF30< (TRIESA BESTNYL SE30VIO2AH); COLOUR: BLACK														
	24	112.31104	SLIDER	1	>PA6.6-MoS2< (BADA BADAMID A70MoS2 BLACK)														
	23	112.33740	LATERAL COVER R	1	>ABS< (BASF TERLURAN HH-106); GRAINING: P022; COLOUR: BLACK HZD														
	22	112.33739	LATERAL COVER L	1	>ABS< (BASF TERLURAN HH-106); GRAINING: P022; COLOUR: BLACK HZD														
	21	112.31089	LATERAL GRIP R	1	>ABS< (STYROLUTION NOVODUR P2MC) SATIN CHROMED; GRAINING: M018 ; COLOUR: HVV														
	20	112.31088	LATERAL GRIP L	1	>ABS< (STYROLUTION NOVODUR P2MC) SATIN CHROMED; GRAINING: M018 ; COLOUR: HVV														
	19	113.31112	SPRING (BUTTON)	1	STEEL SPRING WIRE ACC. EN 10270-1-SH-0,3 ph OILED														
	18	112.31091	BUTTON	1	>PP-GF20< (LYONDELLBASELL HOSTACOM G2 N01); GRAINING: P022 ; COLOUR: BLACK HZD														
	17	112.31092	BOTTOM GRIP	1	>PP-GF20< (LYONDELLBASELL HOSTACOM G2 N01); COLOR: BLACK TPV (SANTOPRENE 8221-85M300); COLOR: BLACK HZD; GRAINING: MOMA P183														
2	16	118.30348	SCREW	3	CARBON STEEL ACC. TO ISO 898-1 (THREAD ROLLING CREW)										2				
	15	113.31110	BUTTON SHAFT	1	35B2 ACC. TO EN-10269														
	14	113.31111	SPRING (PTR)	1	STEEL SPRING WIRE ACC. EN 10270-1-SH-1,5 ph OILED														
	13	112.31101	RELEASE ROD (PTR)	1	>PA6.6-GF30< (TRIESA BESTNYL SE30VIO2AH)														
	12	112.33643	RELEASE ROD	1	>PA6.6-GF30< (TRIESA BESTNYL SE30VIO2AH)														
	11	113.31109	ROTATION SHAFT	1	ALUMINIUM AW-6082 T6 ACC. EN 1753														
	10	112.31103	BUSHING	2	>PA6.6-MoS2< (BADA BADAMID A70MoS2 BLACK)														
	9	112.31108	WASHER (PAWL)	1	>POM< (TICONA HOSTAFORM C9021XAP)														
	8	113.30165	PIN (PAWL)	1	C15C+U+C+AC (1.0234) ACC. TO EN 10263-2														
	7	113.31107	SPRING (PAWL)	1	STEEL SPRING WIRE ACC. EN 10270-1-DH-1,5 ph OILED														
1	6	113.31106	PAWL	1	C22E (1.1151) ACC. TO EN 10083-1 + HEAT TREATMENT ACC.TO FICOSA SPEC NT-20.0001										1				
	5	113.33644	LEVER ARM	1	ALUMINIUM EN-AC47100 ACC. TO EN 1706;														
	4	119.213519	SWITCH	1	PSA ref. 9603170780														
	3	113.31013	RATCHET	1	C22E (1.1151) ACC. TO EN 10083-1 + HEAT TREATMENT ACC.TO FICOSA SPEC NT-20.0001														
	2	113.30163	PIN (RATCHET)	2	C15C+U+C+AC (1.0234) ACC. TO EN 10263-2														
	1	113.31094	BASE PLATE	1	ALUMINIUM EN-AC47100 ACC. TO EN 1706														
	Nº	PART NUMBER	PART NAME	QNTY.	MATERIAL														
											DESIGNED BY: Amadeu		Materiales				I	-	
											DATE: 10/09/2016						H	-	
											CHECKED BY: -						G	-	
DATE: 10/09/2016											TFM				F	-			
SIZE A3																E	-		
SCALE -															WEIGHT (kg) -	D	-		
DRAWING NUMBER 2											SHEET 2/2	C	-						
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		B	-																
		A	-																
H		G										B		A					

8. Coste del trabajo

8.1. Introducción

Para conocer cual ha sido el precio total del trabajo, se ha realizado un estudio de todos aquellos factores que han intervenido dentro de la validación de la palanca. Dentro del proceso de validación del modelo se pueden diferenciar 2 partes:

- Costes de los análisis por MEF
 - Hardware utilizado
 - Software
 - Personal que ha intervenido
- Costes de los ensayos físicos
 - Material
 - Personal que ha intervenido

8.2. Coste del análisis por MEF

Dentro de este punto se encuentra todo lo relacionado con el proceso de creación, cálculo y post-procesado de un modelo realizado por elementos finitos.

Para poder llevar a cabo los cálculos se ha dispuesto de un equipo informático de última generación, como se menciona en el apartado 1.7.

Por lo que hace referencia a la parte del Hardware empleado, se trata de una estación de trabajo HP de la serie Z400 con memoria RAM ampliada y una tarjeta gráfica superior a la de serie. Esta computadora, cuando se compró hace 2 años tenía un precio 3000 euros, para amortizar en alrededor de 3 años.

Para la realización del trabajo se ha utilizado esta estación de trabajo durante 3 semanas i media, por lo que su amortización será la siguiente:

$$\text{Amortización de la estación de trabajo} = \frac{3000 \text{ €}}{4 \text{ años} \times 52 \text{ semanas}} = 14,42 \text{ euros/semana}$$

Solamente tenemos este coste por lo que se refiere al hardware utilizado para la parte del MEF.

Por lo que se refiere al software, tal y como se ha comentado en el punto 1.7, se han utilizado un total de 4 programas informáticos: Catia, Altair Hypermesh, Femap y Nx Nastran. Los costes de las licencias ya están amortizadas, pero se paga anualmente una cuota por asistencia técnica y mantenimiento de un total de 6 licencias, siendo respectivamente: 25.000 €, 20.000 €, 30.000 € y 20.000 €. Teniendo en cuenta estos valores, las amortizaciones de los softwares son las siguientes:

$$\text{Amortización de CATIA} = \frac{25.000 \text{ €}}{6 \text{ licencias} \times 52 \text{ semanas}} = 80,13 \text{ euros/semana}$$

$$\text{Amortización de Altair Hypermesh} = \frac{20.000 \text{ €}}{6 \text{ licencias} \times 52 \text{ semanas}} = 64,10 \text{ euros/semana}$$

$$\text{Amortización de Femap} = \frac{25.000 \text{ €}}{6 \text{ licencias} \times 52 \text{ semanas}} = 80,13 \text{ euros/semana}$$

$$\text{Amortización de Nx Nastran} = \frac{30.000 \text{ €}}{6 \text{ licencias} \times 52 \text{ semanas}} = 96,15 \text{ euros/semana}$$

El coste de horas de ingeniería dedicadas por un ingeniero de simulación especializado en elementos finitos es de alrededor de 15 €/hora. Para esclarecer todos los gastos por lo que refiere a la parte de los análisis MEF, se han resumido en la siguiente tabla:

Concepto	Tiempo (semanas)	Coste semanal (€)	Coste (€)
Estación de trabajo	6,00	14,42	86,52
Software - CATIA	0,50	80,13	40,07
Software - Altair Hypermesh	2,00	64,10	128,20
Software - Femap	2,00	80,13	160,26
Software - Nx Nastran	2,00	96,15	192,30
Ingeniero	6,00	600,00	3.600,00
COSTE TOTAL			4.207,35 €

8.3. Coste de los ensayos en laboratorio

Para la correlación del modelo mediante ensayos en laboratorio, se ha considerado la fabricación solamente de las unidades necesarias para los ensayos en cuestión, teniendo en cuenta que se trata de piezas en serie (las cuales su precio es menor) utilizando un molde hecho a medida para el lever y la base, ya que el resto de componentes son “carry over”, es decir, diseñados en proyectos anteriores y en los cuales el coste del molde es nulo.

Todos los moldes de inyección utilizados son pagados por el cliente, asegurándose que una vez terminen los 4 años de producción, los moldes se le devuelvan, comprometiendo a la vez al proveedor a realizar una reducción de costes de un 1% cada dos años. Cada uno de estos moldes, en especial los que se utilizan para la inyección de aluminio, tiene un precio de alrededor de 950,000 €.

Por lo que respecta a la palanca, tiene un precio final incluyendo su ensamblaje, logística... de 12 €. Dentro de estos 12 euros, se distribuyen 2 euros al montaje y la logística de las misma, y 10 euros a la fabricación de cada uno de sus componentes; por lo que el precio de cada una de las piezas sin ensamblar asciende a 10 euros.

Dentro de los 10 euros, 4 de ellos van destinados a las partes estéticas que suelen ser de

plástico (ABS, POM, ASA...) teniendo un precio el quilo de alrededor de 1.3 €/kg.

Los otros 6 euros restantes van destinados a las partes estructurales, es decir, las que deberemos de tener en cuenta. Por ejemplo, el aluminio presenta un precio de 3 €/kg. Hay que recalcar que, determinadas piezas como el pawl y el ratchet, no se puede estimar su precio por el precio, ya que presentan un postratamiento como se ha comentado en el punto 5.5.3.

La distribución de precios entre las parte estructurales la podemos observar en la tabla siguiente. Para la realización de todos los ensayos, se han necesitado un total de 14 palancas completas.

Pieza	Unidades	Precio unidad (€/u)	Coste (€)
Lever	14	2,00	28,00
Base	14	2,00	28,00
Pawl	14	0,40	5,60
Ratchet	14	0,48	6,72
Pernos Base	42	0,02	0,84
Pernos de unión Ratchet	42	0,04	1,68
Perno de unión Pawl	28	0,04	1,12
Eje de rotación	14	0,40	5,60
Cable primario	14	0,20	2,80
Ecualizador	8	0,40	3,20
COSTE TOTAL DE LAS PALANCAS PARA ENSAYO			83,56 €

También hay que tener en cuenta los elementos propios del laboratorio que se han utilizado para realizar los ensayos. En este caso, y para no extendernos en la explicación de cada una de las amortizaciones, se ha colocado directamente el precio por hora.

	Tiempo (horas)	Coste (€/h)	Coste (€)
Ordenador	60	0,06	3,61
Osciloscopio	60	0,12	7,21
Transductor lineal	60	0,32	19,23
Célula de carga	60	0,32	19,23
Técnico de laboratorio	60	15,00	900,00
COSTE TOTAL DE LOS ENSAYOS			949,28

8.4. Coste final

Teniendo en cuenta todos los valores obtenidos en los dos puntos anteriores, podemos calcular el precio final del proyecto:

CONCEPTO	COSTE
Análisis por MEF	4.207,35 €
Materiales para ensayos	83,56 €
Ensayos	949,28 €
TOTAL	5.240 €

9. Conclusiones y proyectos futuros

9.1. Conclusiones

Tal y como se ha podido observar a lo largo del proyecto, la resolución de sistemas complejos por elementos finitos no es sencilla. Los resultados obtenidos por este método pueden diferir mucho respecto a los resultados reales como consecuencia de muchos factores, como pueden ser errores directos e indirectos acumulados durante la realización de los ensayos, diferencias presentadas entre los materiales, etc.

El uso de elementos finitos nos permite conocer de una manera global cual es la situación de diseño en que nos encontramos, es decir, tener un orden de magnitud de por donde estarán en la vida real ciertos parámetros como tensiones, deformaciones, etc. pero nunca nos dará un valor exacto.

Si nos centramos en detalles más técnicos, hemos podido observar la gran variación con los resultados obtenidos en cada plan de refinamiento llevado a cabo con este tipo de elementos lineales. Para obtener un resultado estable con este tipo de elementos es necesario realizar una malla muy progresiva y sobretodo muy fina que se asemeje lo máximo posible a la geometría. Aún así, hay que recalcar que, como se comentó en el punto 2.4.1, se utilizó este mallado debido a que nos permitía tener un control total de la malla, que mediante elementos parabólicos no pudimos conseguir.

Este proyecto, nos ha permitido conocer que la palanca está bien diseñada para ciertos test, como son los de rigidez transversal, ya que los resultados que se obtenían por elementos finitos marcaban un inicio de grieta en la palanca, y se ha podido demostrar en los ensayos reales que esta no llega a tal extremo, cosa que nos está diciendo que el diseño está ajustado al límite de las especificaciones. En cambio, en los ensayos laterales se ha visto que la palanca no cumple uno de los requisitos respecto al desplazamiento remanente, por lo que se deberán de llevar a cabo un plan de mejora de las zonas afectadas como se comentó en el punto 6.8.1.

También en referencia a estos test laterales, podemos corroborar, por lo que respecta a los desplazamientos máximos, que los modelos realizados por elementos finitos están bien diseñados y simplificados al asemejarse bastante a los ensayos en laboratorio.

La correlación realizada en este trabajo será de especial interés para proyectos futuros, conociendo de primera mano que ensayos se podrán analizar primeramente por elementos finitos.

9.2. Proyectos futuros

Como hemos observado una vez realizados los ensayos físicos en laboratorio, el último test de rigidez lateral no se ha superado con éxito, y la palanca presenta una deformación permanente superior a la máxima establecida por cliente.

Como proyecto que se está llevando a cabo en la actualidad, podemos mencionar la mejora de ciertos nervios laterales de la palanca que soportan gran parte de la carga durante estos ensayos, como hemos podido ver en los resultados del MEF. Se está intentando aumentar el espesor de estos nervios, teniendo en cuenta como esto puede afectar al proceso de inyección del aluminio durante su fabricación.

También, se pretende llevar a cabo un plan de reducción de material en ciertas zonas donde se vea que las sollicitaciones producidas en los ensayos anteriores no sean significativas, como puede ser el propio tope en la posición inferior de la palanca o la misma base como se ve en la imagen siguiente:

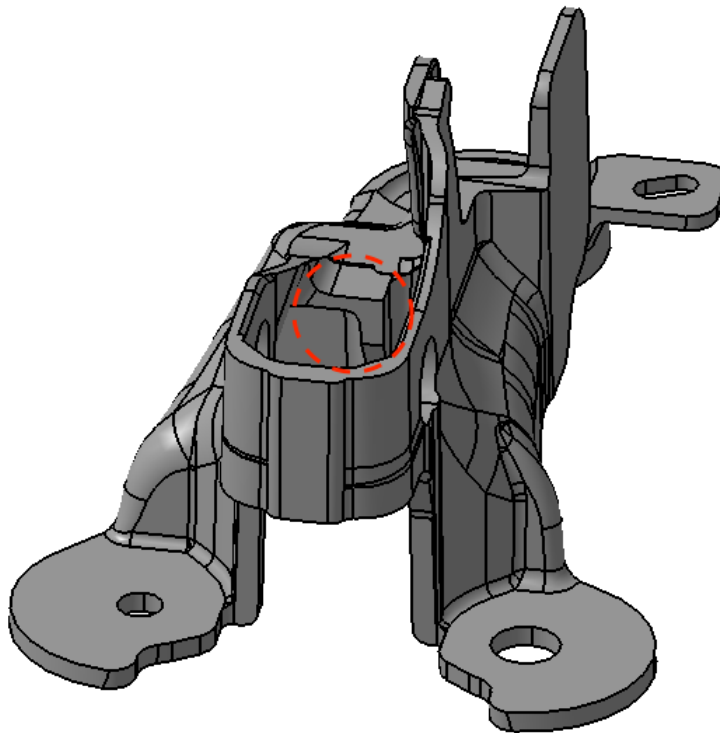


Fig. 9.82. Posible zona de reducción de material 1

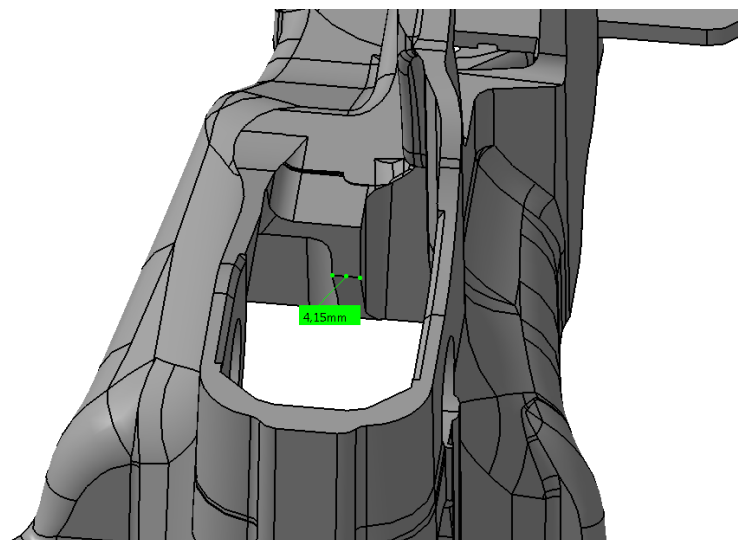


Fig. 9.83. Posible zona de reducción de material 2

Para concluir, y como se ha mencionado en el punto 6.3.2 sería interesante llevar a rotura las propias palancas en los ensayos y así conocer la fuerza máxima que es capaz de soportar para cada uno de ellos. De esta manera, nos permitiría obtener una perfecta correlación con los modelos de elementos finitos.

10. Agradecimientos

Me gustaría aprovechar este capítulo para mencionar a todas aquellas personas que han puesto de su parte y me han ayudado para que este proyecto se haya podido llevar a cabo.

En primer lugar quisiera agradecer enormemente a toda mi familia la ayuda tan importante que me han aportado, desde la distancia durante estos dos últimos 2 años, ayudándome a conseguir un sueño que tenía desde pequeño. A mis compañeros de piso y amigos desde la infancia, por haber conseguido que estos últimos años hayan sido inolvidables con todos los buenos momentos vividos, incluyendo las risas diarias.

A Miquel Ferrer por ofrecerme, sin conocerme de primera mano, la oportunidad de desarrollar este proyecto en el departamento de Resistencia de los Materiales de la ETSEIB y permitirme el lujo de poder trabajar con él.

A Xavier Ayneto, que de manera más o menos directa me han iniciado en este mundo desde sus clases en el primer curso y ha conseguido que me adentrara en esta infinita materia.

A David, ingeniero y compañero del departamento de CAE FICOSA, por haberme transmitido parte de su extenso conocimiento con respecto a los elementos finitos utilizados en el presente proyecto y por haber ampliado significativamente mis conocimientos con todo lo relacionado al programa utilizado.

A los compañeros del departamento y sobretodo, amigos, Jacobo, Jordi, Arnoud, Francisco a los cuales he podido dirigirme cuando se me ha presentado cualquier duda y me han animado en todo momento.

Y para finalizar, a todo el personal de CAX/CAE de FICOSA, que de alguna manera me ha ayudado, me han enseñado algo nuevo y ha hecho posible la realización de éste proyecto. A todos vosotros, muchísimas gracias.

11. Bibliografía

- **Libros:**

- [1] STN COMMANDE DE FREIN SECONDAIRE,
STANDARD TECHNICAL SPECIFICATION OF PARKING BRAKE CONTROL
- [2] SIEMENS, *Element Library Reference for Femap*.
SIEMENS
- [3] Dr. Xavier Ayneto Gubert, *Introducción al Método de los Elementos Finitos*.
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
- [4] Dr. Xavier Ayneto Gubert, *Bases del método de elementos finitos*.
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
- [5] Dr. Xavier Ayneto Gubert, *Aspectos tecnológicos del Método de los Elementos Finitos*.
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

- **Manuales:**

- [6] SIEMENS. NX.NASTRAN, "Quick Reference Guide
- [7] ALTAIR HYPERWORK, Online help
- [8] FEMAP, User guide v11.2

- **Páginas Web:**

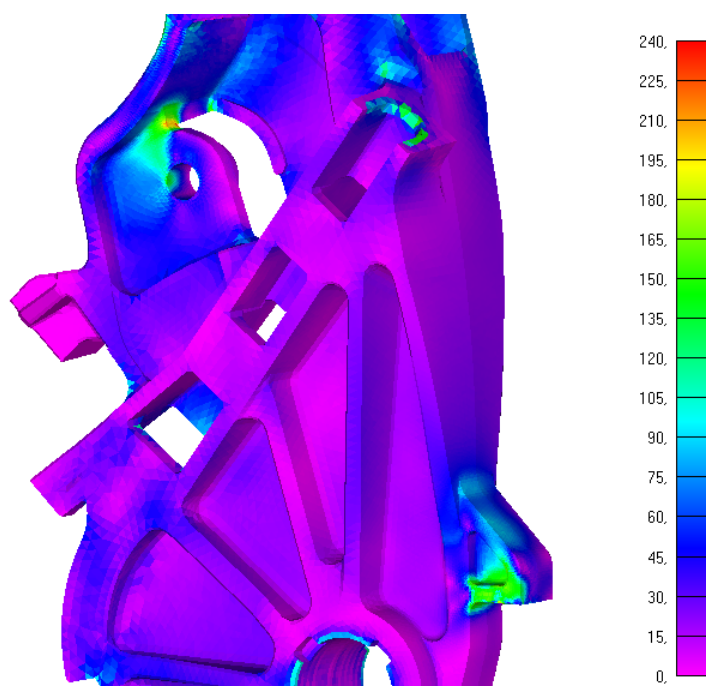
- [9] PROSPECTOR, Ingredients and Raw Materials Search Engine.
<https://www.ulprospector.com/en/eu>
- [10] AENOR

Anexo

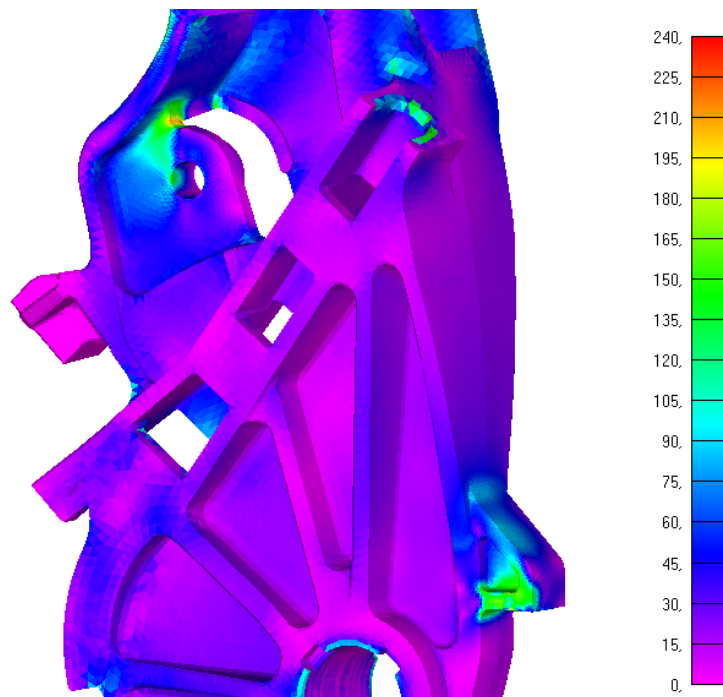
En las próximas páginas se añadirán un conjunto de imágenes, gráficos y tablas de los ensayos realizados como información adicional a la ya mostrada. Esta recopilación se divide en primer lugar en cada uno de los test realizados y más tarde se añaden dos capítulos, uno con la información comercial de los materiales utilizados, y por último otro punto donde se incluyen varios planos del ensamblaje palanca.

Test 1

- Distribución de la tensión de VM en el cuerpo del lever (MPa)

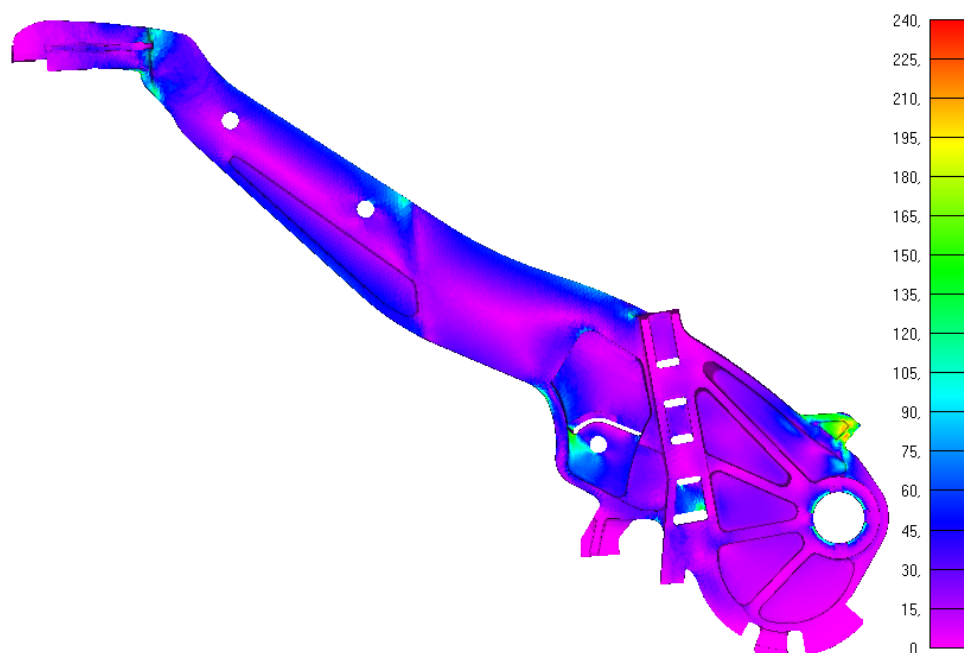


- Distribución de la tensión de VM en la base (MPa)

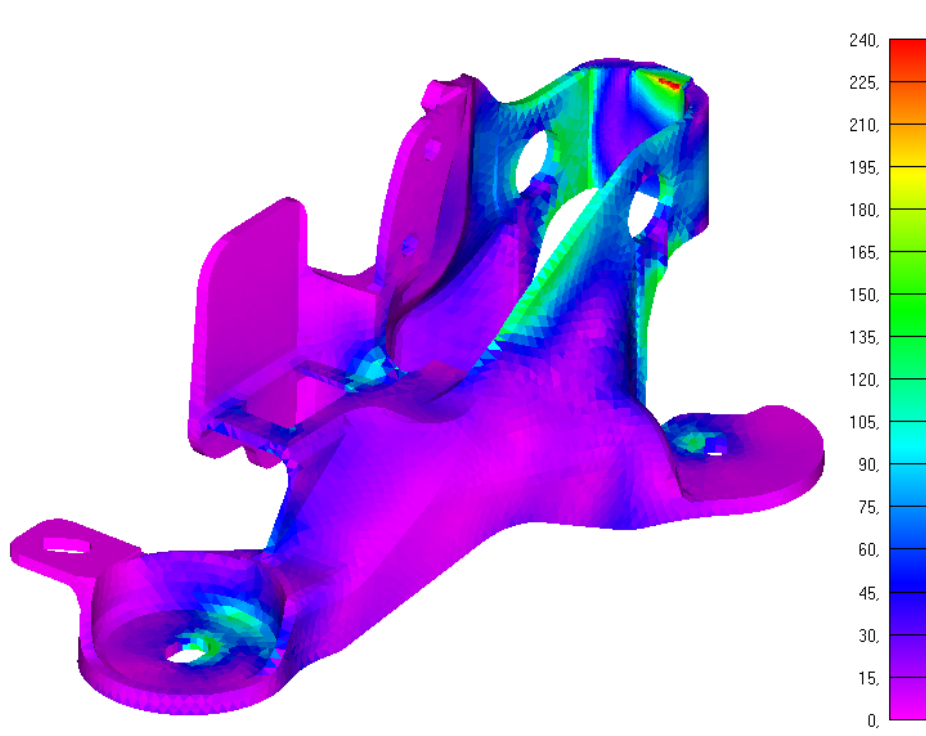


Test 2

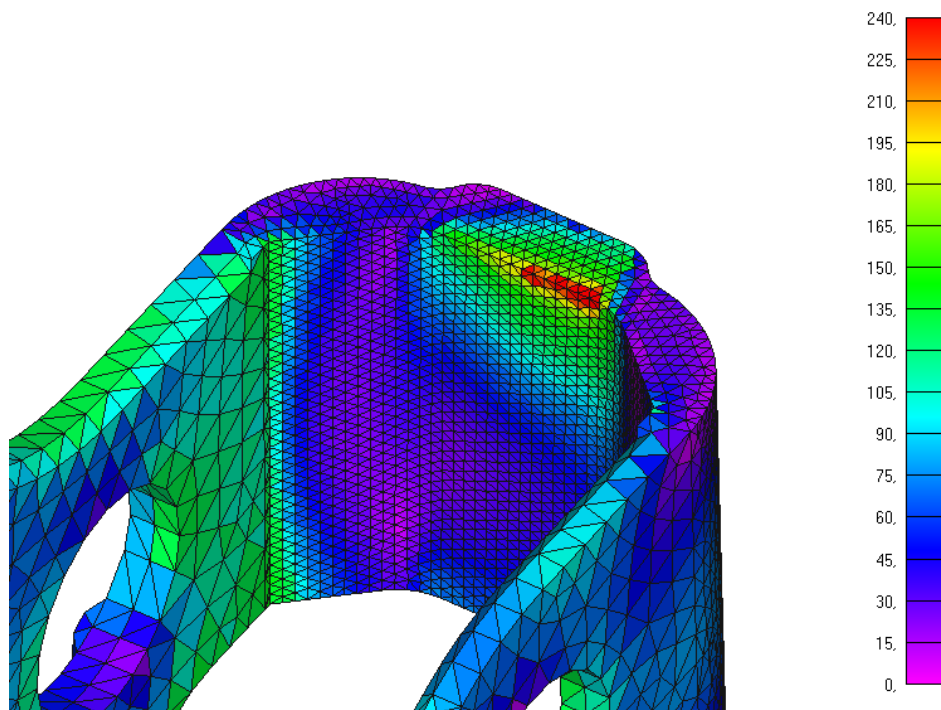
- Distribución de la tensión de VM en el lever (MPa)



- Distribución de la tensión de VM en la base (MPa) -1

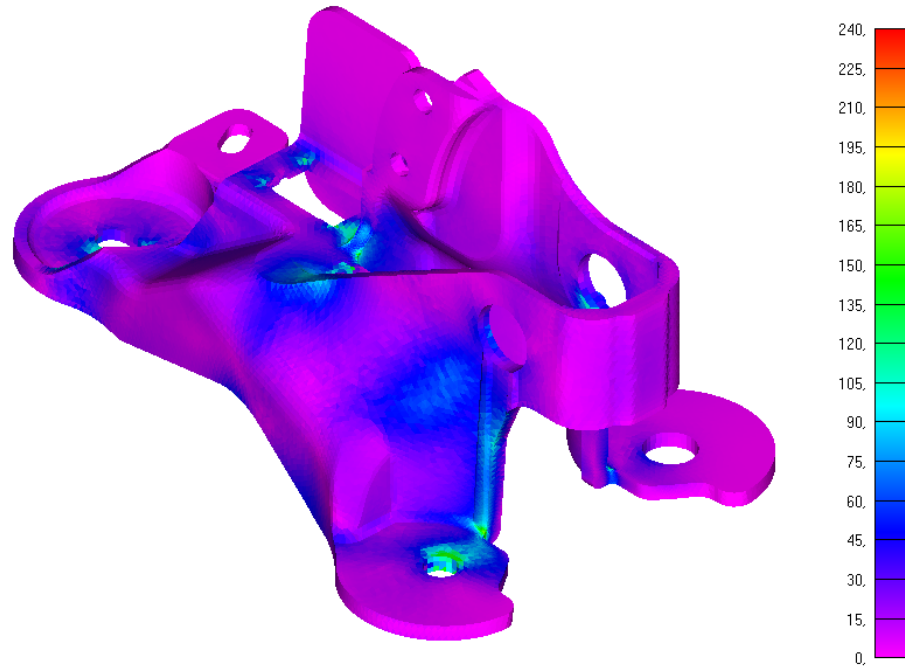


- Distribución de la tensión de VM en la base (MPa) -2

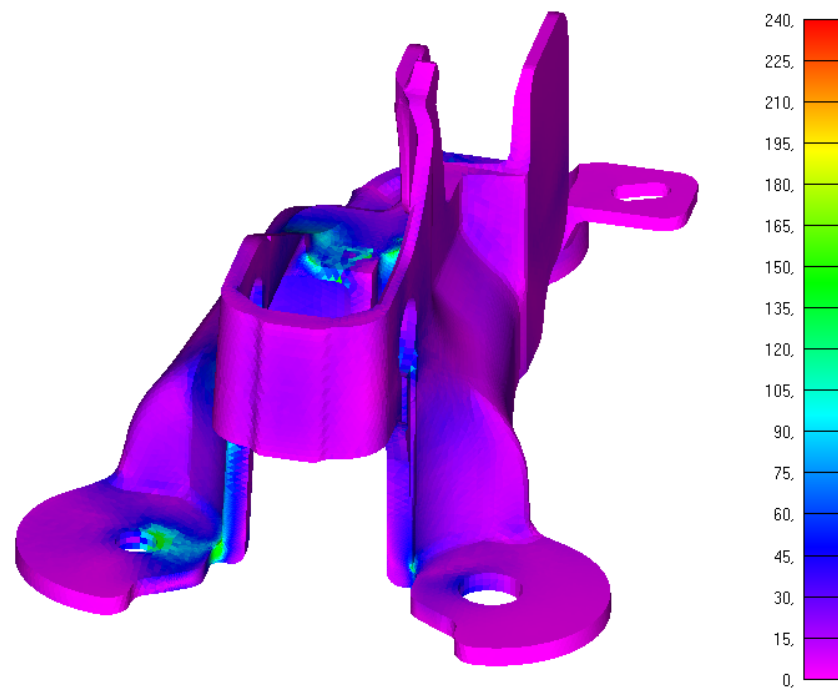


Test 3

- Distribución de la tensión de VM en la base (MPa) -1

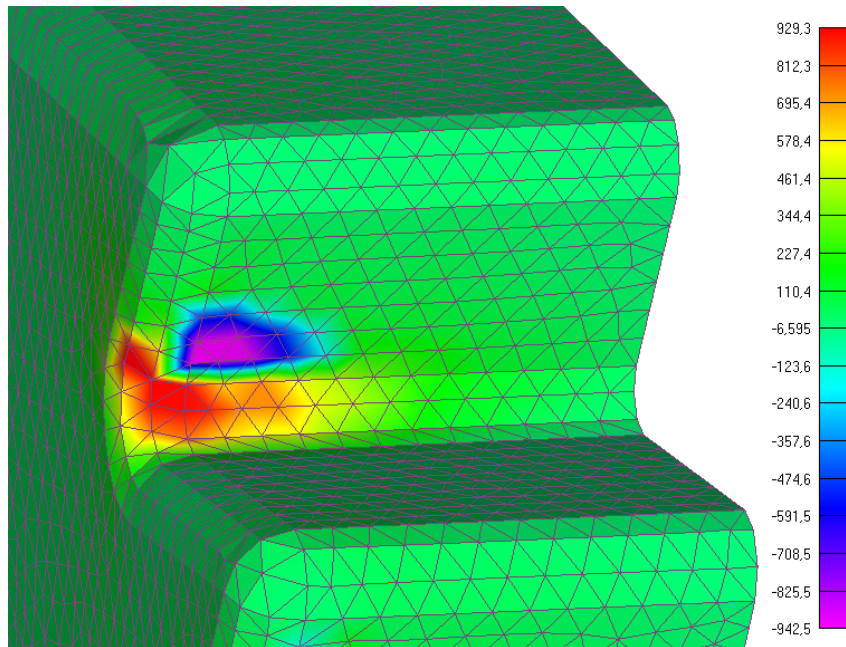


- Distribución de la tensión de VM en la base (MPa) - 2

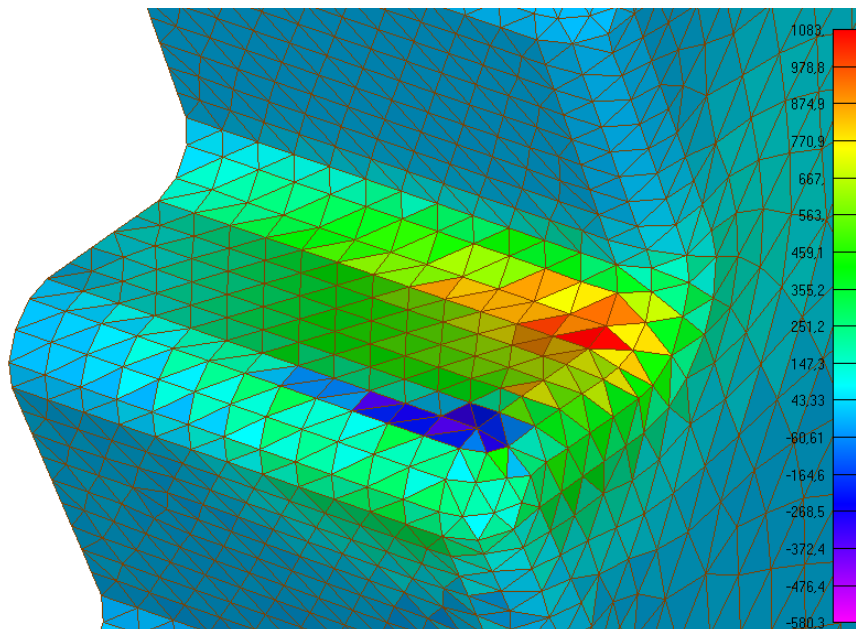


Test 4

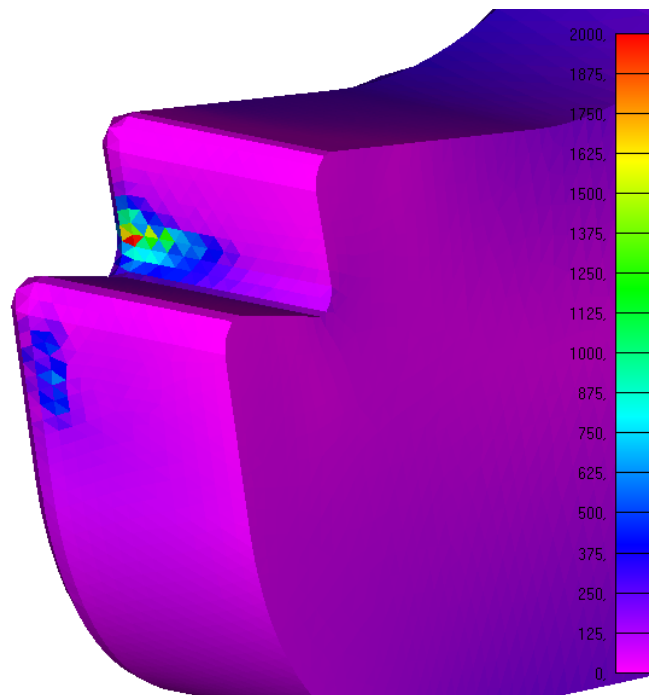
- Tensiones principales máximas en el Pawl (MPa)



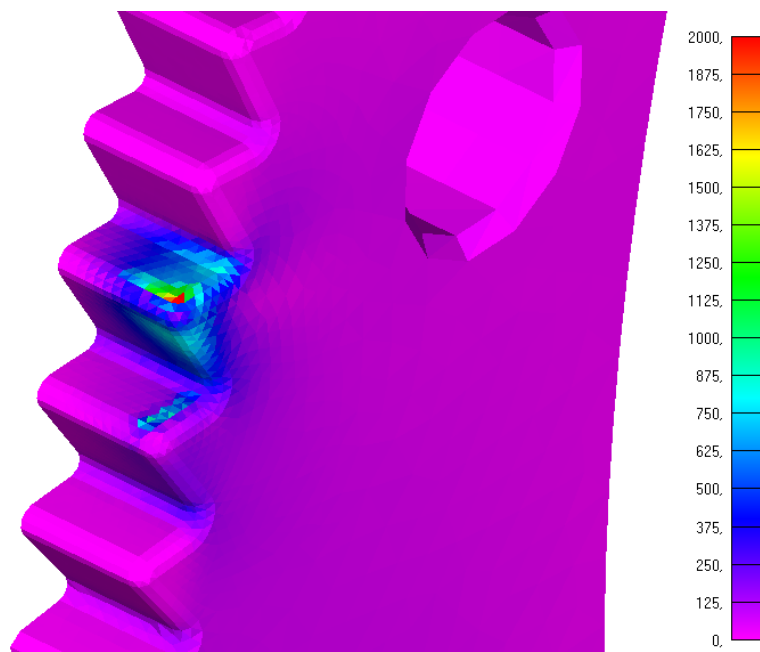
- Tensiones principales máximas en el Ratchet (MPa)



- Figura más general de la distribuciones de Tensiones en el Pawl (Von Mises, MPa)

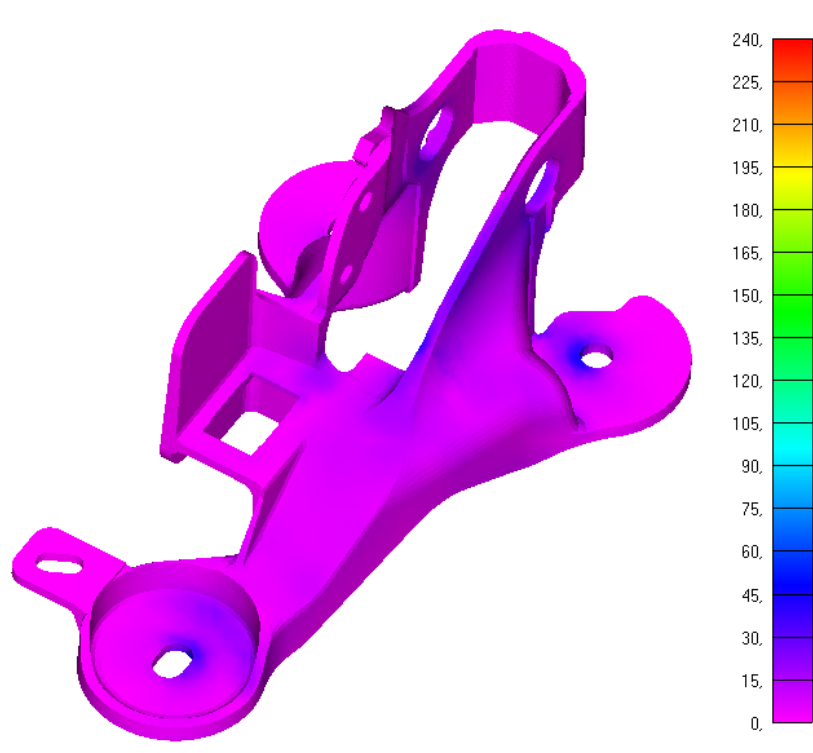


- Figura más general de la distribuciones de Tensiones en el Ratchet (Von Mises, MPa)

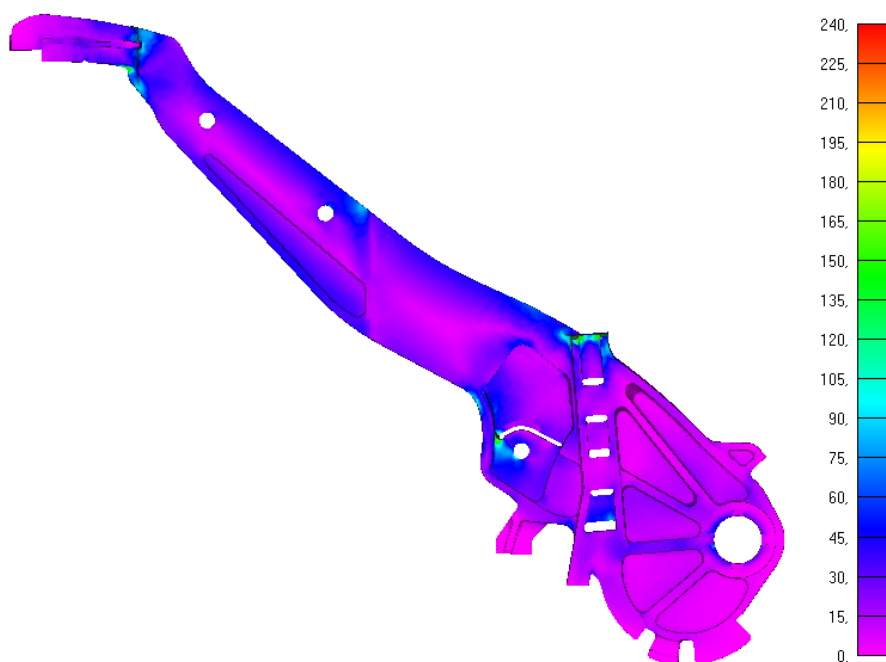


Test 5

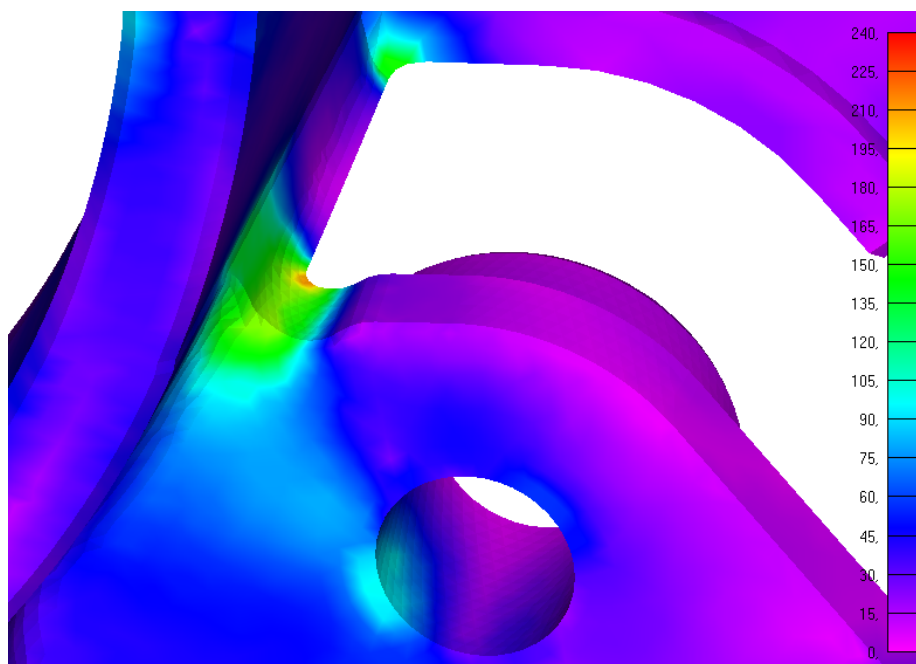
- Tensiones en en la base (Von Misses, MPa)



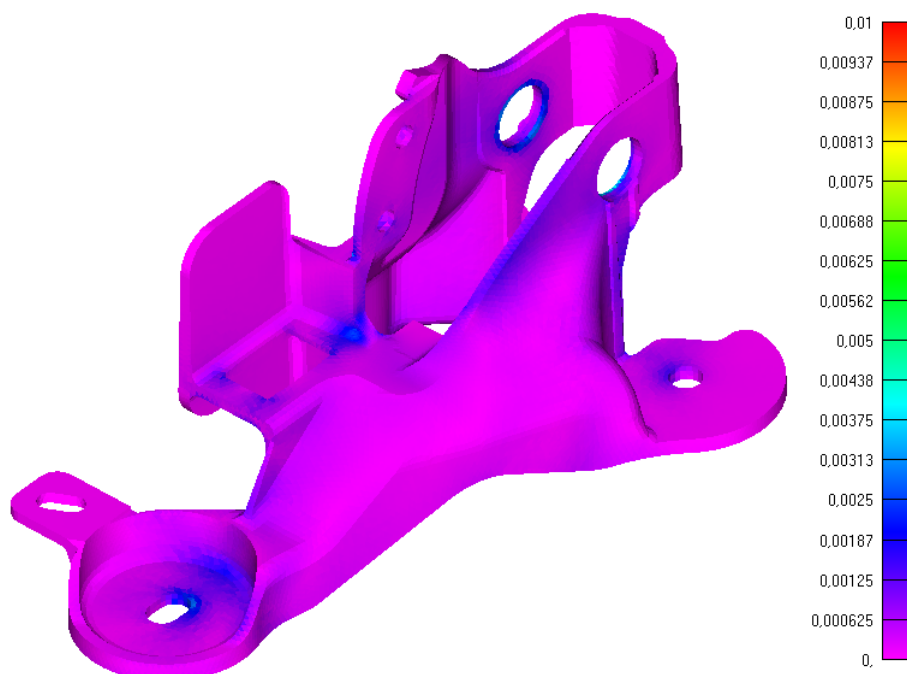
- Tensiones en en la palanca (Von Misses, MPa)



- Tensiones en la palanca – Detalle de la zona del radio interior (Von Mises, MPa)



- Deformaciones en en la base (Tanto por uno)



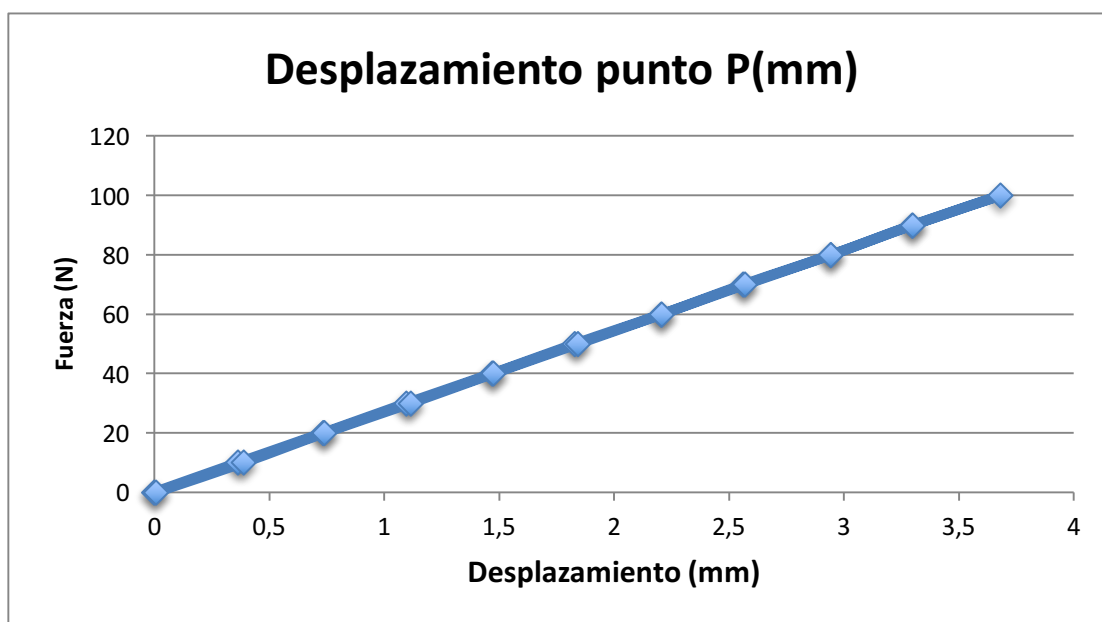
Test 6

- Desplazamiento punto P(mm). Fuerza aplicada: 100N. Dirección: Y+.

F(N)	Desplazamiento en P (mm)
0	0,00
10	0,37
20	0,74
30	1,10
40	1,48
50	1,84
60	2,22
70	2,58
80	2,96
90	3,32
100	3,70
90	3,32
80	2,96
70	2,59
60	2,22
50	1,85
40	1,48
30	1,12
20	0,74
10	0,39
0	0,01

- Desplazamiento punto P(mm). Fuerza aplicada: 100N. Dirección: Y+.

F(N)	Desplazamiento en P (mm)
0	0,00
10	0,37
20	0,74
30	1,10
40	1,47
50	1,83
60	2,21
70	2,56
80	2,94
90	3,30
100	3,68
90	3,30
80	2,95
70	2,57
60	2,21
50	1,84
40	1,48
30	1,12
20	0,74
10	0,39
0	0,01



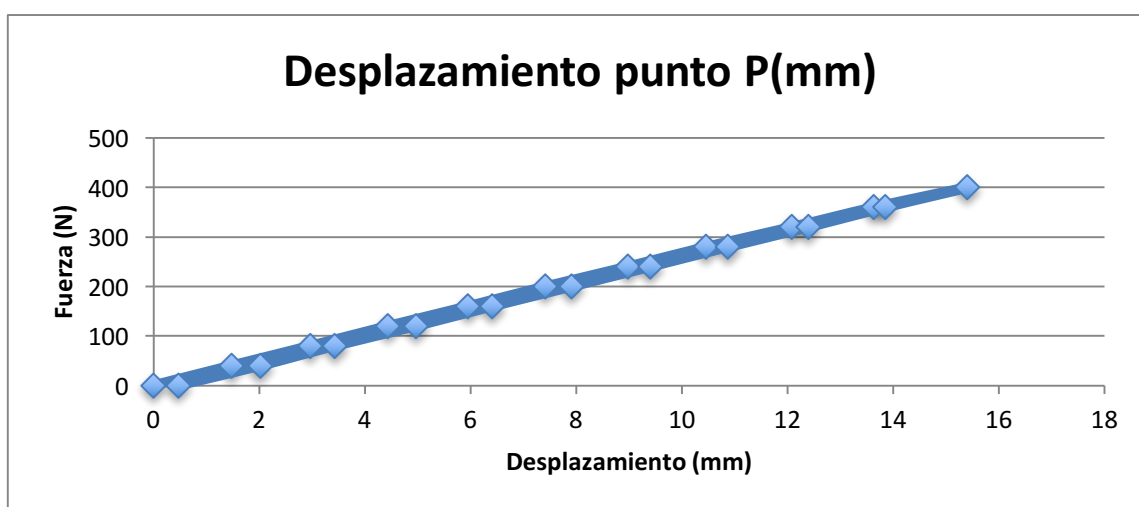
Test 7

- Desplazamiento punto P(mm). Fuerza aplicada: 400N. Dirección: Y-.

F(N)	Desplazamiento en P (mm)
0	0,00
40	1,47
80	2,96
120	4,43
160	5,95
200	7,42
240	9,00
280	10,51
320	12,19
360	13,83
400	15,73
360	14,17
320	12,71
280	11,18
240	9,69
200	8,21
160	6,69
120	5,25
80	3,71
40	2,31
0	0,75

- Desplazamiento punto P(mm). Fuerza aplicada: 400N. Dirección: Y+.

F(N)	Desplazamiento en P (mm)
0	0,00
40	1,48
80	2,97
120	4,44
160	5,96
200	7,42
240	8,98
280	10,46
320	12,08
360	13,64
400	15,40
360	13,85
320	12,40
280	10,88
240	9,40
200	7,92
160	6,41
120	4,97
80	3,43
40	2,02
0	0,47



Materiales

- ALUMINIO EN AC-47100

ANEXO A (Informativo)

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE ALEACIONES PARA MOLDEO A PRESIÓN

Tabla A.1 – Características mecánicas de aleaciones para moldeo a presión (véase 7.3.2.5)

Grupo de aleaciones	Designación de la aleación		Designación del estado de tratamiento	Resistencia a la tracción R_m MPa mín.	Límite elástico convencional $R_{p0,2}$ MPa mín.	Alargamiento A % mín.	Dureza Brinell HBW mín.
	Númerica	Simbólica					
Al	-	Al 99,6E	F	75	-	10	17
	-	Al 99,7E	F	75	-	10	17
AlSi10Mg	EN AC-43400	EN AC-Al Si10Mg(Fe)	F	240	140	1	70
	EN AC-43500	EN AC-Al Si10MnMg	F	250	120	5	65
			T5	270	150	4	80
			T7	200	120	12	60
AlSi	EN AC-44300	EN AC-Al Si12(Fe)(a)	F	240	130	1	60
	EN AC-44400	EN AC-Al Si9	F	220	120	2	55
	EN AC-44500	EN AC-Al Si12(Fe)(b)	F	240	140	1	60
AlSi9Cu	EN AC-46000	EN AC-Al Si9Cu3(Fe)	F	240	140	< 1	80
	EN AC-46100	EN AC-Al Si11Cu2(Fe)	F	240	140	< 1	80
	EN AC-46200	EN AC-Al Si8Cu3	F	240	140	1	80
	EN AC-46500	EN AC-Al Si9Cu3(Fe)(Zn)	F	240	140	< 1	80
AlSi(Cu)	EN AC-47100	EN AC-Al Si12Cu1(Fe)	F	240	140	1	70
AlSiCuNiMg	EN AC-48100	EN AC-Al Si17Cu4Mg	F	220	160	< 1	90
AlMg	EN AC-51200	EN AC-Al Mg9	F	200	130	1	70
	EN AC-51500 ^a	EN AC-Al Mg5Si2Mn	F	250	140	5	70
NOTA 1 1 N/mm ² = 1 MPa NOTA 2 En el caso del estado F, los valores especificados en esta tabla puede que se obtengan sólo después de permanecer durante varios días a temperatura ambiente.							
^a Estas características mecánicas son típicas para espesores de pared de hasta 4 mm.							

- ACERO C22E

Riva C.C. Billets and Blooms C22E

Cast Low Carbon Steel

Riva Forni Elettrici

PROSPECTOR®

www.ulprospector.com

Technical Data

Product Description

Quenched and Tempered Special Carbon Steels

General

Material Status	• Commercial: Active
Literature ¹	• Technical Datasheet (English)
Availability	• Europe • North America

Metals General

Applicable Specifications	• EN 10083-2/06
Forms Available	• Billet • Bloom
Metal Type	Quenched and Tempered • Steel - Cast - Low Carbon

Metals Type Analysis

Type Analysis	Nominal Value Unit
Carbon	0.170 to 0.240 %
Chromium	< 0.0400 %
Manganese	0.400 to 0.700 %
Molybdenum	< 0.0100 %
Phosphorus	< 0.0300 %
Silicon	< 0.400 %
Sulfur	< 0.0350 %

Metals Mechanical

	Nominal Value Unit
Tensile Strength (Ultimate) ³	500 to 650 MPa
Tensile Strength (Yield), 0.2% ³	> 340 MPa
Tensile Elongation (Break) ³	> 20.0 %
Reduction of Area ³	> 50 %

Notes

¹ These links provide you with access to supplier literature. We work hard to keep them up to date; however you may find the most current literature from the supplier.

² Typical properties; these are not to be construed as specifications.

³ Quenched and Tempered



- ACERO C15C

Date

10/11/2006

Material data sheet

Material Number

1.0234

Country

European Standard

Designations

C15C

Mechanical properties

dimension

value

specimen

at temperature

cooling

duration

EN 10263-2 (06/2001)

Steel rod, bars and wire for cold heading and cold extrusion. Technical delivery conditions for steels not intended for heat treatment after cold working.

Bars

hot rolled

Tensile strength

5 - 10 mm

<=460 N/mm²

10 - 40 mm

<=460 N/mm²

40 - 100 mm

<=460 N/mm²

Reduction of area

5 - 10 mm

>=58 %

1.1)

10 - 40 mm

>=58 %

1.1)

40 - 100 mm

>=58 %

1.1)

hob peeled

Tensile strength

5 - 10 mm

<=460 N/mm²

10 - 40 mm

<=460 N/mm²

40 - 100 mm

<=460 N/mm²

Reduction of area

5 - 10 mm

>=58 %

1.1)

10 - 40 mm

>=58 %

1.1)

40 - 100 mm

>=58 %

1.1)

annealed to obtain spherical-particled carbides+hob peeled

Tensile strength

5 - 10 mm

<=400 N/mm²

10 - 40 mm

<=400 N/mm²

40 - 100 mm

<=400 N/mm²

Reduction of area

5 - 10 mm

>=68 %

10 - 40 mm

>=68 %

40 - 100 mm

>=68 %

cold-drawn+annealed to obtain spherical-particled carbides

Tensile strength

2 - 5 mm

<=390 N/mm²

5 - 10 mm

<=380 N/mm²

10 - 40 mm

<=380 N/mm²

Reduction of area

2 - 5 mm

>=70 %

5 - 10 mm

>=70 %

10 - 40 mm

>=70 %

cold drawn

© Verlag Stahlschlüssel 2004

Page 2 of 6